

第 2 章

轮胎动态¹

“在动物世界中没有动物的脚比汽车轮胎更棒。”

“在美国，独立前悬挂问世之后... 以及固特异 1931 年在平滑转鼓上进行的第一次轮胎试验之后... 对于车辆转向和操控的研究才真正开始”

Maurice Olley, 1961 年

前言

在和地面平行的方向上，为赛车带来加速度的各种力几乎全都来源于轮胎，因此在最大化“g-g”图象面积之前，先要理解轮胎的动态。况且，为车辆带来可控性和稳定性（两者统称为“操控”²）的各类力和力矩的主要也都来源于轮胎。因此，本章我们回顾一下轮胎动力学——也就是轮胎是如何制造力和力矩的。

充气轮胎所产生的力和力矩会从几个方面影响车辆的性能。首先，轮胎支撑着车辆的重量，同时也支撑着车辆在垂直方向上受的其它力：例如空气动力学效应（下压力/升力）或道路内外倾所产生的力。轮胎和地面之间的相互作用也为车辆的各类机动动作（“g-g”图象上的各个点）提供驱动力，刹车力和转向力。轮胎同时还提供控制车辆，稳定车辆和抵抗外界扰动（地面或风）的力。轮胎带来这些有益的力的代价是滚动阻力和各类和阻力同向的寄生力。轮胎同时也生成转向力矩，而转向力矩又会带来转向系统的各类回中效应，以及随之而来的传达到车手手中的各类转向回馈力矩。这些转向效用都是建立在轮胎利用地面凹凸所提供的最基本的“抓地力”之上的，因此只有在有了抓地力的情况下，这些其它的效用才可能发生。

轮胎如要做为一个整体来分析的话过于复杂，因此我们必须将它拆开来分析每个部分的特性。过弯本身离不开横向力，所以我们先从横向力的产生开始说起，之后我们再分析回位力矩（或轮胎拖距）和驱动/制动力。再接下来我们会讨论倾角的影响。轮胎对胎压，胎温和速度的变化十分敏感，我们之后会分析这些变化对轮胎的影响。最后，以上的各类理论会被结合起来形成和 g-g 图象息息相关的轮胎摩擦力圆（或椭圆）的概念。轮胎设计（轮胎尺寸的选择，橡胶配方，帘线角度，帘线种类等）超出了本书所研究的范围，因此我们把这些概念留给轮胎设计师，不在这里细数。

¹ MRA 的 Hugo Radt 博士帮助对该章进行了检查，并撰写了滑动比的部分。Fred Dell'Amico 撰写了轮胎坐标系，坐标系中力和力矩的部分。固特异提供了本章末尾的轮胎数据。

² “操控”一般指车辆的方向可控性和稳定性。在工程师圈内，一般指驾驶员和车结合之后进行机动动作的能力。对于该词会在第 5 章中具体形容

为了了解轮胎在不同使用环境下产生力和力矩的能力，我们一般会对轮胎进行测试。这些测试既可以在实验室里，也可以在路上进行，取决于可用的测量仪器有多少。在任何的轮胎使用环境下，我们都只用一个矢量来代表轮胎和地面所有力之合力。为了简化测量和分析步骤，这个矢量一共会被分成六个分量。本章的最后几节会介绍轮胎坐标系并附上一些赛车轮胎数据的范例。

胎印和“抓地力”

轮胎胎面和地面接触的部分叫做胎印。在胎印中的轮胎橡胶有两种状态——与地面“胶着”或与地面相对滑动。

- 胎面橡胶和地面胶着的原理有很多部分，包括橡胶与地面纹理的“咬合”，地面和轮胎的分子粘连等。这些原理目前均尚未被研究透彻。
- 当轮胎的某些部分达到摩擦系数极限时，胎印的部分（或全部）橡胶都会相对于地面滑动。滑动所产生的力取决于滑动速度，胎印垂直方向受力，橡胶和地面特性等等。滑动的原理也均尚未被研究透彻

赛车设计师和车手需要了解轮胎与地面胶着与/或滑动的程度，以及其产生的力。万幸的是，他们不必了解滑动和胶着的原理。车辆在任何一个瞬间的加速度都完全受轮胎印产生的力所限制。

轮胎整体可以在不滑动的情况下与地面相对运动，因为胎面和胎壁都可以产生形变，而且轮胎滚动时轮胎总会有新的胎面部分进入胎印。轮胎结构中会产生弹性力，且该弹性力和胎印的力方向相反大小相同³。

车辆除轮胎力以外的受力完全来自于空气动力学。空动产生的力中，下压力（或 SAE J1594 车辆空气动力学术语中所说的反升力）对赛车的性能影响最大。下压力会作用在轮胎上，改变轮胎的垂直受力。轮胎所能产生的横向和纵向力均和垂直受力有关，并直接关系到 g-g 图象。

2.1 横向力

依照 SAE J670《车辆动力学术语》中的说法，横向力产生于轮胎与地面接触面的处于地平面之内“中心”⁴，并在忽略内倾角和后倾角的情况下垂直于车轮指向（内倾角和后倾角的区别稍后会在本章中讲到）。“侧向力”这个说法一般和横向力可以混用，一般只在整车分析的时候才会说到“侧向力”。

车辆能转向完全是因为轮胎的横向力。在下面几个小节中所有轮胎都可以认为是与地面垂直的。正如之前提到的一样，轮胎产生的里取决于胎印的情况。

³ 或者，你也可以说力来自于牛顿第三定律所产生在轮胎结构中的力。

⁴ 严格说，SAE 坐标轴的原点为轮胎中心面和地面的交界线上，且位于垂直于地面的车轮的正中心下方。

我们先从模型轮胎开始。模型轮胎被用来模拟真实轮胎中线的动态，接下来我们把这些动态应用到真实轮胎中，最后再加上真实轮胎另外的一些比较重要的效应。

模型轮胎

这里用到的模型轮胎最早为雪佛兰研发部门在 60 年代所用(请见参考中第 35 条和第 37 条)，由两片铁盘内夹一片圆形橡胶制成(见图 2.1)。为了简化分析，该模型轮胎的唯一变量是铁盘的直径，橡胶配方、厚度和橡胶直径均保持不变。

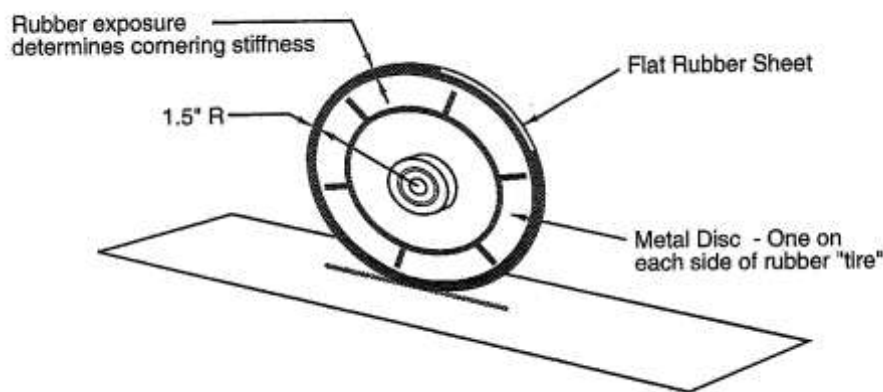


图 2.1 模型轮胎

第一个实验：静态横向硬度和滑动

如果把模型轮胎以一个恒定的垂直力轻轻压在桌子上，我们很容易发现，如果我们给轮胎一个很小的横向力，橡胶会发生形变，且轮胎会横向移动一小段距离（译者注：此时胎印不会移动）。如果横向力增加一点，形变会增加。如果横向力再增加一点，轮胎就会开始横向滑动。这是为什么？首先轮胎像一个弹簧一样，侧壁产生弹性形变，并且横向形变和横向力之间的关系基本是线性的。当轮胎开始滑动的时，横向力基本保持不变。

如果换一个铁盘直径比较小的轮胎（橡胶“侧壁”高度更高），实验结果还会和上面类似，但是在横向力相同的情况下轮胎的侧向形变会更大。

轮胎的侧向硬度（静态）的单位和弹簧弹性系数一样为牛/米或英制单位的磅/英寸。造成轮胎滑动的力的值和摩擦系数 μ 有关。摩擦系数被定义为轮胎横向力和垂直方向负载的比值（横向力/负载）。对于模型轮胎来说，负载增加的时候摩擦系数基本保持不变。

大部分轮胎在工作时既会有弹性形变，也会有滑动摩擦。

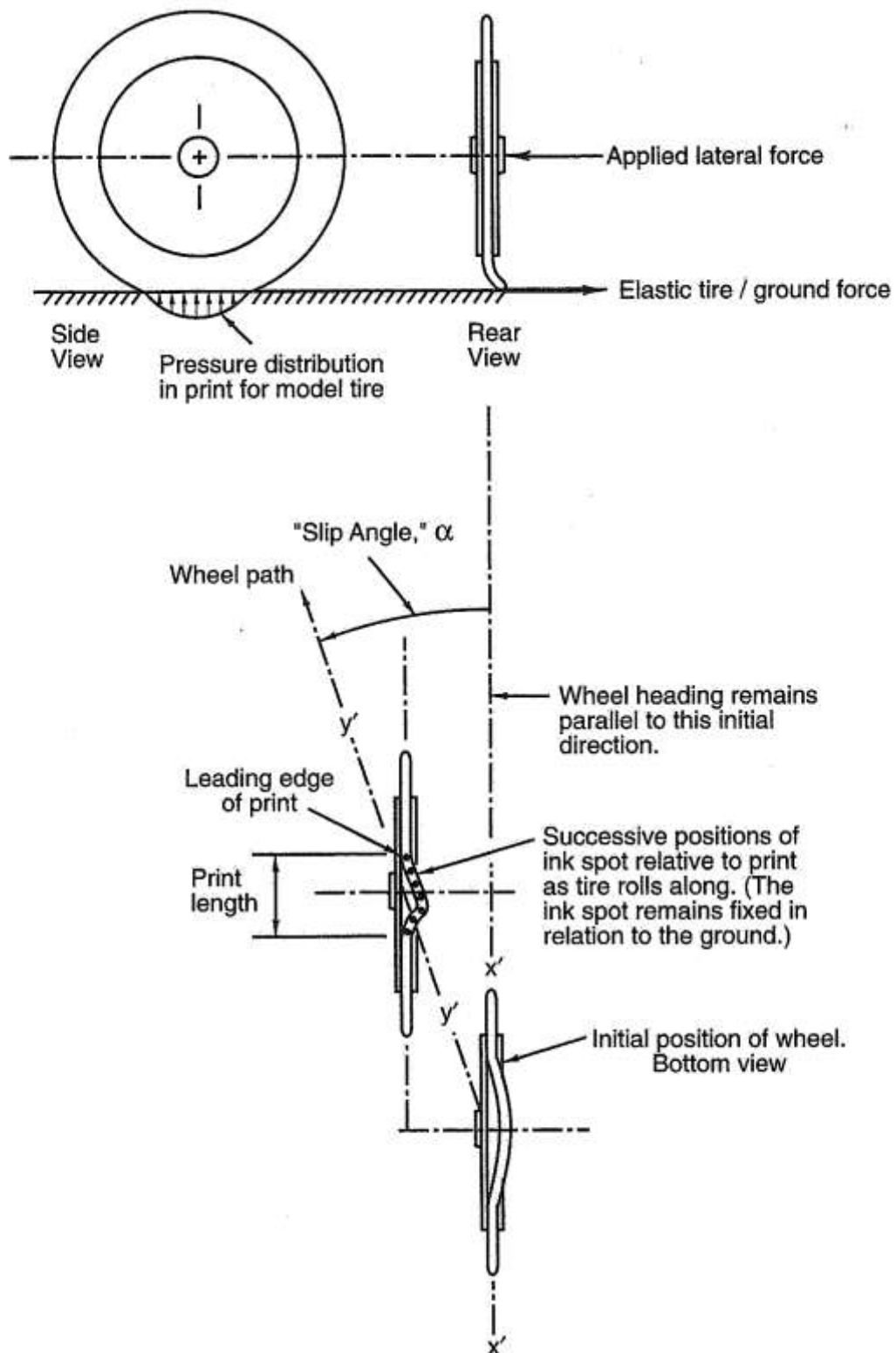


图 2.2 在弹性范围内轮胎横向力的原理

第二个实验：低滑动角滚动

如果模型轮胎先横向型变，之后再开始滚动，它的滚动轨迹和轮胎朝向之间会有一个角度差。这个角度差叫做滑动角。我们可以在模型轮胎胎面上点一圈墨点，然后找一个平面滚动轮胎，并在滚动的同时给轮胎施一个恒定的侧向力来了解侧向力和滑动角之间的关系。既然模型轮胎和真实轮胎的中线动态类似，这个实验也可以让我们对真实轮胎产生横向力的原理有一个大概的了解。

如图 2.2（后视图）所示，横向力会增加胎印附近的横向形变（横向力值应当小到不会产生滑动）。如果轮胎滚动时没有转向角（也就是说如果轮胎平面和指向平行—如图 2.2 顶视图所示）我们可以看到轮胎轨迹和指向之间有一个角度差， α 。这个角度的产生原理如下：当轮胎滚动时，进入胎印的墨点只有在达到胎印前缘时才会和地面胶着。当轮胎滚动时，这些点既会向后移动也会受横向力的影响产生侧向移动。（我们可以假象墨点会从胎印的前缘移动到后沿，不过现实中墨点并不会移动）。

模型轮胎在胎印附近的横向型变形状和墨点的位置都如图 2.2 所示。当墨点在胎印中向后移动时，它相对于轮胎平面的横向型变会一直增加，直到墨点达到胎印后缘为止。从后缘开始墨点附近的负载会降低（如图 2.2 侧视所示），摩擦力大小变小，也就无法保持形变，于是胎面迅速会回到没有形变的位置（在轮胎平面之内），随后离开胎印。

高滑动角

如果横向力增加，滑动角也会增加，轮胎形变会增加，胎印后缘滑动的起始点也会开始慢慢向前移动。当横向力大到胎印大部分都在滑动时，轮胎会与地面“脱开”，此时的横向力完全取决于摩擦系数。

澄清滑动角的定义

胎印除了后缘附近负载低的地方以外完全没有滑动。轮胎轨迹能够和轮胎指向不同的原因完全是因为不断有新的胎面进入胎印，而这些新的胎面都有横向型变。我们可以想象一下一个人朝一个方向走路，但走的时候每一步都向左一点（图 2.3），最后走出来的轨迹和人的朝向之间的夹角便是这个人的滑动角。轮胎滑动角与此完全一样，我们可以想象轮胎胎面是无数只这样的脚。

从以上的描述来看，滑动角这个名字其实不太恰当。在轮胎的弹性范围之内，轮胎几乎没有滑动。不过滑动角是最传统的说法，我们因此也在此沿用。

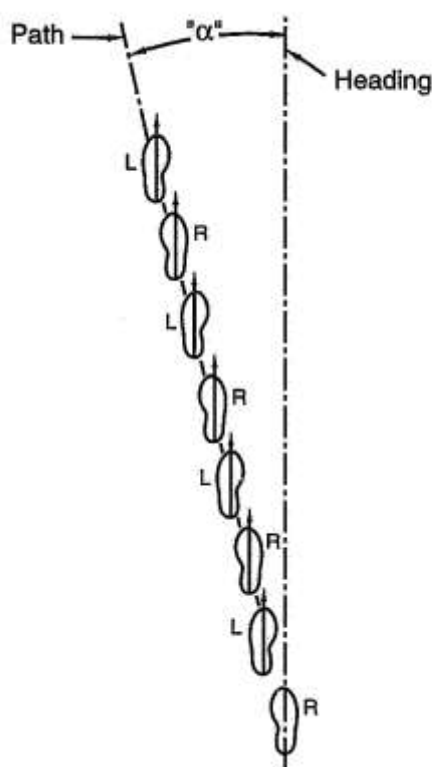


图2.3 滑动角关于走路的比喻

横向力和滑动角之间的关系

我们可以认为横向（或转向）力可以是滑动角造成的，也可以反过来认为滑动角是横向力造成的。举几个例子：

- 如果车手转动方向盘让前轮转向，转向会产生滑动角，滑动角会产生横向力来转动车辆。
- 在轮胎测试机的测试里，经常会给轮胎设定一系列恒定的滑动角，然后测量每个滑动角所产生的横向力。
- 当车辆受到侧风影响时，风力必须由滑动角产生的轮胎横向力来平衡。
- 当车辆转向时或在带有侧倾角的路面上行驶时，转向或侧倾所带来的力必须由滑动角所产生的轮胎横向力来平衡。

如何看滑动角和横向力之间关系的角度取决于轮胎的处境。

轮胎恒态下的侧向力来自于轮胎的弹性形变。从轮胎的角度来看，路面在侧向拉动胎印（如图 2.2），如果侧向力增加，在轮胎和地面“脱开”之前，形变和滑动角应该是成比例增加的。

高夫测试机

真实轮胎的早期测试与模型轮胎测试的结论相符。图 2.4 中的仪器（参考.52）由 Eric Gough（读作 Goff）在 50 年代早期研发，以测量横向形变和由之产生的胎印应力分布。高夫是位于英格兰的邓禄普研究中心的成员，也是轮胎动态研究领域的先驱。虽然这些轮胎测试在高

夫之后已经用更先进的仪器重复了无数次，我们在此还是选用高夫的最简单的纯机械仪器来演示。

图 2.4 中的轮胎/轮/轴总成由一套在图中没有画出的结构支撑。轮轴上的和轮胎平面垂直的轴向力由一个“？”测量，且轴向力和轮胎横向力大小相同方向相反。轮胎立在一块平板上，平板可以慢速横向移动来和轮胎进行相对运动。A 处的一根针卡在胎面的凹槽内，这根针的移动由 b 处的指针记录下来。当轮胎有滑动角时，A 针会跟随轮胎的横向运动而移动。由板状弹簧支撑的窄扁横条 C 可以记录胎印一小部分的横向力，板状弹簧的移动由一个放大系数为 18 比 1 的指针记录。最后，A 针和 C 横条的纵向位置也被记录下来。

通过实验发现，通过计算胎印横向力分布图象面积算出来的横向力等于轴向力，因此轮胎横向力等于胎印变形力外加胎印后缘的滑动摩擦力。

图 2.5 为高夫测试仪在大滑动角下的实验数据，滑动角大约为 15 度。A 点为胎印前缘，此处横向形变为 v。轮胎的？是有弯曲硬度的，所以形变在胎印之前就开始了。当 A 点在胎印里向后移动时，点上的垂直负载会随着增加，A 点就会和地面完全胶合，沿平行于速度矢量 V 的 A-B 移动。横向速度 ($V_d = V \sin \alpha$) 保持恒定。在 B 点胎内的横向应力超越了 B 点附近的摩擦系数极限，于是开始横向滑动。滑动会一直持续到 D 点，随后点离开胎印并离开地面。胎面和侧壁可以被认为是串联的两个横向弹簧。在这个简单模型里，胎壁和胎面的最大形变会同时发生与侧向力最大的点。因此，H，F 和 G 的位置均在同一点。

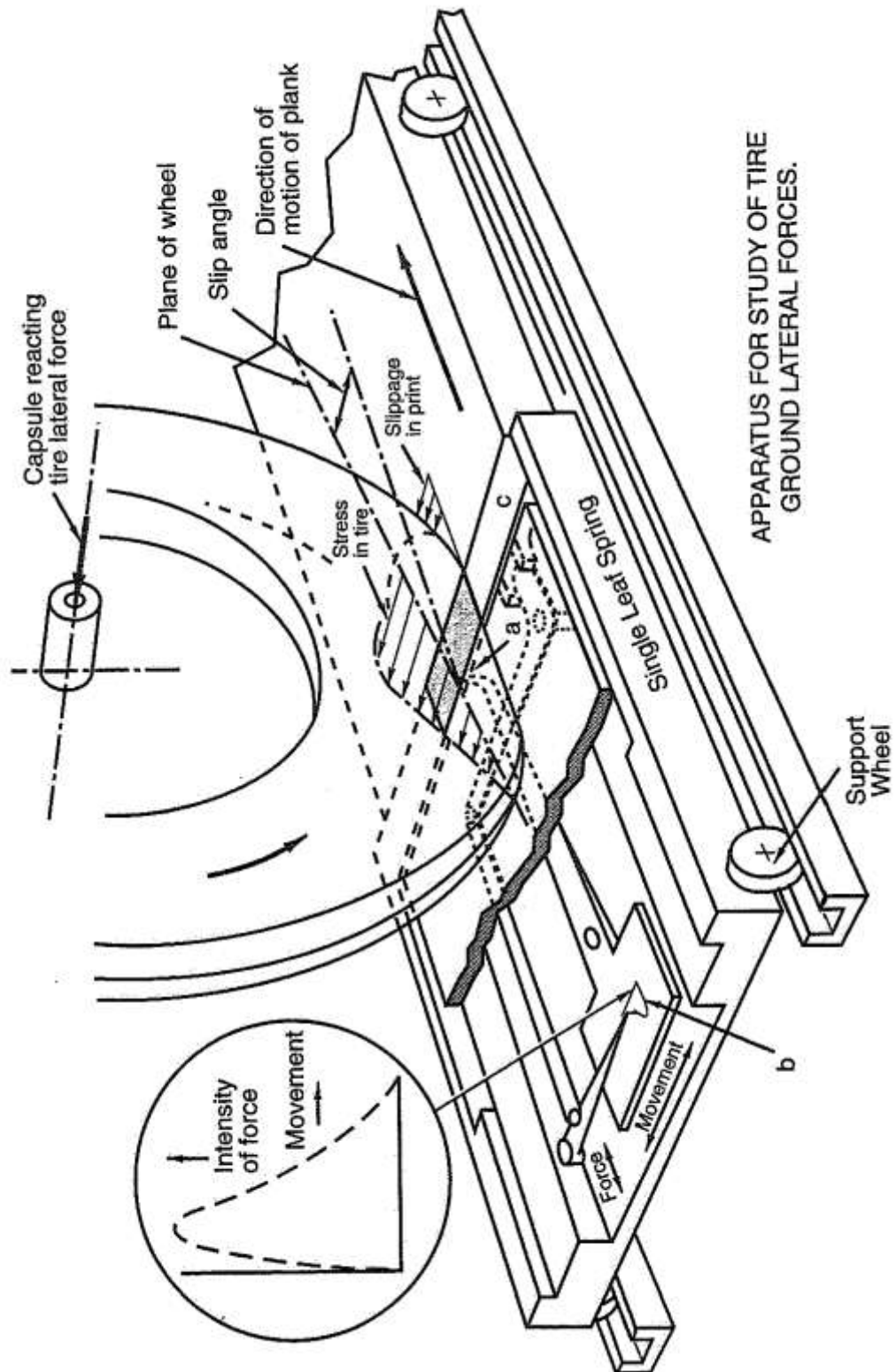
我们还能从高夫测试仪中观察到以下几点：

- 横向力的图心位于胎印中点之后。图心和胎印中点之间的距离叫做“轮胎拖迹”。轮胎拖迹乘上横向力即为轮胎回中力矩。这些概念稍后都会细说。
- 橡胶的横向滑动只在胎印后端发生。横向滑动的大小取决于滑动角和滑动速度。
- 和地平面齐平的玻璃板时常被用来观察高速状态下的胎印，玻璃板下面的高速摄影机可以记录下高速时胎印的形状。从这些照片中得出的结论基本和高夫测试机在低速状况下得出的结论相符。
- 轮胎在弹性状态下的横向力（低滑动角）可以通过胎印滚动时的横向位移计算出来，而且基本和速度无关。低速轮胎测试基本足够用来测量轮胎在弹性状态下的特性。

轮胎横向力数据的测量

轮胎力和力矩数据均由受控的测试产生，实验既会用到实验室里的测试仪器也会路上的测量仪器。在实验室里，路面可以是一个滚鼓（轮胎既可以位于滚鼓内也可以位于滚鼓外），或是经过表面处理的铁带，也可以是真实的路面。图 2.6 中的测试仪器为 TIRF，第一台大型平带高速轮胎测试仪，它至今仍在服役，且时常会被用来测试赛车轮胎。轮胎力和力矩由一个特殊的轮毂（“测量衡”）来测量。现代的六向测量衡基于风洞测试科技。轮胎数据的准确测量有很多难关需要克服，比如：

- 轮胎磨损和多个同型号轮胎个体之间的差异。
- 缺乏对胎面和胎壁胎温的控制
- 缺乏对测试环境的控制，例如轮胎负载，纵向滑动比等等
- 测试仪限制了负载，动力，速度，滑动角，倾角等等的大小



- 对于实验数据的处理和分析

如何取得大量的可靠轮胎数据是车辆动力学里的一大课题。因为变量的数量太多，轮胎数据一般都不完整，而完整的数据一般都十分巨大——好几厘米厚的报告是经常有的。使用者因此会面临如何将实验原始数据转化为有用的数据的问题。在本书中，轮胎数据均会用图象展现。

我们现在来看轮胎在完整滑动角范围内的运作。图 2.7 典型赛车胎的横向力/滑动角图象。该数据来源于 Calspan 的轮胎研究中心，取于模拟的干平路面。轮胎自由滚动，且该曲线的负载恒定。图中标出了轮胎的弹性/过渡/摩擦区间（SAE 符号惯例见图 2.33）。

横向力达到最高点的时候，既有可能在最高点保持一段时间，也有可能像图中那样迅速下降。在干地情况下，赛车胎一般在 3 到 7 度滑动角的情况下产生最高的横向力。在湿地上一最高横向力会比干地低，而且在顶点之后横向力的下降会更快。

当一条轮胎在一系列负载下进行测试时，横向力曲线会像图 2.8 中那样。需要注意的是，当负载增加是，横向力的顶点会在更高的滑动角下产生，并且侧偏刚度（弹性范围内的斜率）会增加。

横向力顶点的移动是可以预测的，与之相关的无量纲理论在第 14 章会详细讲解。

轮胎负载敏感度

在横向力达到最高点时和达到最高点之后，胎印大部分都在滑动，因此横向力大多是由于轮胎和地面之间的滑动产生的。如之前所说，摩擦系数的定义为：

$$\mu = \frac{\text{摩擦力}}{\text{垂直负载}}$$

因此横向力和滑动角曲线可以通过除以负载来无量纲化：

$$\frac{\text{横向力}}{\text{垂直负载}} = \text{横向力系数}, \quad \frac{F_y}{F_z}$$

于是我们可以将图 2.8 化为图 2.9。

需要注意的是各个负载的曲线之间的距离在图 2.9 中变得更近了。如果它们变得完全一样，那最高的横向力即是横向力系数 $\times$ 轮胎负载。

实际上，最高横向力系数一般在负载低的时候更高，并随着负载的增加降低。该效应叫做“轮胎负载敏感度”。横向摩擦系数的大小和其随负载变化的速度在赛车运动中都十分重要。横向摩擦系数基本可以被看做和速度无关，但更“黏”的橡胶配方和合适的轮胎工作温度都可以横向摩擦系数。现役的 F1 轮胎的摩擦系数在轻荷载的情况下能达到 1.8。

轮胎负载敏感度对车辆在极限附近的平衡（推头/甩尾）有很大的影响。轮胎的负载在过弯/加速/刹车时会不断变化，因此轮胎的性能也会不断变化。轮胎负载对车辆整体稳定性的影响在第5章会讲到。第18章中还会讲到如何大概估计轮胎负载的大小。

轮胎的过渡区间会随轮胎的设计性能而改变。过渡既可以在随很大的滑动角变化慢慢进行，也可以很突然。有些轮胎在突破抓地力之前会有相当明显的警告，还有些其它的轮胎会突然“失控”。轮胎的设计中变量太多，因此很难将这些变量和性能之间的联系简单概括。不过，摩擦系数较高的轮胎由于胎印中更多的橡胶会产生弹性形变，突破抓地力一般会比较突然。比方说，子午线轮胎会有防止胎印滑动的内胎，因此一般子午线轮胎的过渡比较突然，摩擦系数也比较高。很多的老斜交胎的过渡十分漫长，因此到达极限之前的预警也很明显。我们一般也认为抓地力的突破对于胎印比较窄长的轮胎来说会更缓慢。胎印深度和形状也会有影响。

在离开横向力的讨论之前，我们必须说明一下在滑动角恒定的情况下摩擦系数随负载的变化。图2.10中的变化模式为现代子午线轮胎的典型变化模式，图中所有的曲线都不是线性的一。横向力在负载高的情况下会降低。这种图像在分析同一轴上两轮之间的负载转移的时候十分有用。

2.2 回中力矩和轮胎拖距

回中力矩（或力臂），SAE J670 中的 M_z ，描述了轮胎绕胎印“中心”的垂直轴（轮胎坐标系的原点）旋转的趋势。在低/中滑动角下轮胎的指向会倾向于向路线方向靠近。由此带来的是像和风向平行的风向标一样的稳定效应。换句话说，轮胎喜欢指向路径的方向。我们先假设轮胎没有倾角（轮胎与地面垂直）。

回中力矩来源于上一章中所描述的胎印的形状。图2.2中显示胎印形变基本形成了一个三角形，并且并不绕胎印中心对称。胎印的弹性形变越向后越大，因此胎印从前向后的横向力分布并不平均，于是带来了回中力矩。在滑动角和负载恒定的情况下，回中力矩单位一般是磅·英尺（SI 单位的牛·米）。

轮胎拖距是另外一种分析胎印非对称性的方法，如图2.12所示。轮胎拖距是胎印中心到横向力中心之间的距离。回中力矩是横向力和拖距的乘积（我们也可以说拖距等于回中力矩除以横向力）。

线性区间 - 低滑动角

从图2.2中我们可以看出，胎印后端的低应力在轮胎的线性区间里会帮助减小滑动角。轮胎横向力的中心可以通过测量胎印每一部分对于胎印中心力矩的贡献来找出，和找重心的方法（见第18章）相同。

非线性区间 - 高滑动角

在高滑动角下，胎印后端在沿地面滑动。于是回中力矩的会减小。在轮胎抓地极限时回中力矩会接近于零，有时甚至会变为负数。因此当轮胎滑动时，它的指向不会再向路径方向接近（而且有可能趋近于增加滑动角）。图 2.11 中为一些现实中的轮胎的回中力矩数据。

机械拖距，轮胎拖距和转向力矩

拖距可以很简单的用桌子的脚轮来解释，脚轮的接地点远位于转向轴之后。汽车的转向系统的设计原理也一样如此，主销后倾角给了转向系统图 2.12 中所示的机械拖距。另外一种增加机械拖距的办法是将主销移动到轮心之前，如图 19.1 所示。现实中这两种方法都经常被用来增加机械拖距。

如果轮胎所有的横向力全都作用在轮轴正下方，转向力矩便等于轮胎横向力成机械拖距。回中力矩也可以被想象为拖距的作用，因此才有之前的“轮胎拖距”的说法。轮胎拖距是一直存在的，并且随轮胎工况而改变。轮胎横向力和两个拖距之和的乘积等于主销的转向力矩（假设其他的力矩均被左右轮互相抵消）。

在另一极端，一些现代车型的机械拖距和助力转向如此相当大，于是回中力矩就被最小化了。因此横向力和主销力矩之间的关系几乎是线性的，驾驶员完全感受不到任何的回中力矩。如果转向力矩完全来自于轮胎拖距，轮胎接近极限之前的警告是最大的，因此回中力矩像图 2.11 中这样在横向力最高点之前大幅下降可以警告驾驶员轮胎已接近极限。两者的结合可以让经验丰富的驾驶者知道极限的到来，并保证转向力矩不会太大。

轮胎拖距和滑动预警

下面的示例计算演示了轮胎拖距（回中力矩）对于警告车手极限的重要性。计算基于图 2.8 和 2.11 中的轮胎，该轮胎会被用在一台大型前置引擎跑车或性能车上，车重 3500 磅，前轮负载 1800 磅。假设车辆前防倾杆被调教成在达到最大横向加速度以前将内前轮完全抬离地面。因为内前轮不接地，便完全不产生任何的横向力和转向扭矩，我们也就可以只在外前轮上进行力和力矩的计算，且此时外前轮负载为 1800 磅。对于该轮胎来说滑动角在 6.5 度时横向力最大（图 2.8），最大横向加速度约为 0.97g。

我们希望大概估计在低滑动角和接近轮胎极限的加速度情况下两种拖距造成的方向盘力。我们使用 5.5 度到 6.5 度之间的滑动角，也就等于 0.94 到 0.95g 之间的侧向加速度。计算中使用的主销前移为 0 英寸、1.25 英寸和 2.49 英寸，或是在 12 英寸轮胎上 0 度、6 度或 12 度的主销后倾角。在此计算中，主销前移被用来减轻其它与主销后倾有关但与该计算无关的力矩。最后，该计算假设无助力转向，转向系统阻力低到可以忽略，方向盘半径 7 英寸。

图 2.13 中的计算结果显示在所有转向力来自轮胎拖距的情况下，抓地极限之前 1 度滑动角内方向盘力降低了 30%。这会在抓地极限到来之前给车手很明显的预警。当加入机械拖距后，

方向盘力的下降明显降低。虚线表示机械拖距所造成的方向盘里实际上会由于轮胎横向力的增加而增加。

只要转向系统加入了机械拖距，例子中的方向盘力数值都会比较高，因此一般会加入助力转向。

2.3 纵向力

为了使车辆加速或减速，轮胎和地面之间在胎印中必须产生纵向力。如果车辆没有收到力的影响，一定不会出现速度的变化。轮胎在产生纵向力的原理和产生横向力的原理类似，也有弹性形变区和滑动/摩擦区（在纵向上以纵向拉伸的方式存在）。我们先来看看加速情况下的轮胎，此时轮胎在零滑动角的情况下受加速扭矩影响加速。

牵引力

在图 2.14 中轮轴固定且平行于地面，代表路面的平台与轮胎相对移动。对于室内轮胎测试机来说这种产生相对运动的方法很方便也很普遍。图中的轮胎模拟现实中受扭矩 M_T 影响向左滚动的轮胎。

如图所示，驱动扭矩在地面和轮胎之间产生向前的驱动力 F_T^5 ，驱动力将胎印向前运动（与轮轴相对），压缩胎印前段的胎面，并在圆周方向扭曲轮胎。我们可以将轮胎被压缩后的长度 $C1$ 与未压缩前的长度 $C2$ 进行比较。被压缩的胎面在与地面接触后和地面胶合，地面给轮胎的剪切力方向向前，胎面与胎壁相对向后扭曲。当愈来愈多的胎面进入胎印并向后移动进入高负载区域时，剪切力线性地越变越大，如曲线 2 所示。

在自由滚动的轮胎胎印中一样有纵向剪切力，因为轮胎半径在进入胎印时会发生变化。当角速度恒定为 Ω_0 时，轮胎圆周的线速度会因为半径的减小而减小，造成向前的应力。在胎印后端应力会由于半径的增加变为向后。曲线 1 显示了以上所说的应力变化。应力变化的结果导致了牵引力产生的应力的变化，并产生了曲线 3 中的反应力。曲线 1 和曲线 2 的直接相加并不可取，因为胎印有一部分在滑动。

在胎印后缘，剪切力由于负载的消失迅速降低，胎面的后端部分会由于弯曲部分回归平直而和地面发生滑动。胎印中各部的纵向速度与轮胎其他部分的纵向速度如图 2.14 最下方所示。

胎印中的滑动意味着轮胎在驱动扭矩的影响下，每英里所需要转动的圈数比自由转动的轮胎要高。

⁵ 轮胎力了力矩一般认为是由地面作用在轮胎上的。

制动力

图 2.15 可以和图 2.14 相比较，只不过制动扭矩 M_B 是向制动方向的。滑动角依然假设是零。制动扭矩产生地面和轮胎之间的制动力 F_B 。制动力向后拉伸胎印，压缩胎印后方的胎面。 F_B 同时也拉伸胎印前方的胎面（比较 C3 和 C2）。

当制动力小的时候，胎面进入胎印时都会和地面胶合，且会被向后的剪切力向后扭曲。当越来越多的胎面进入胎印且向后扭曲时，纵向剪切力会如曲线 2 那样线性增加。自由滚动时的纵向剪切力由曲线 1 表示。剪切力之合力由曲线 3 表示（曲线 1 与 2 的合）。和胎壁相对向后弯曲的二部分一般会回归平直，且滑动速度显示于图 2.15 中。

滑动比

SAE J670 将纵向滑动速度， s ，定义为驱动轮（或制动轮）速度与自由滚动轮胎的角速度之间的差，或 $s = \Omega - \Omega_0$ 。SAE J670 另外定义滑动比为

$$SR = \frac{\Omega - \Omega_0}{\Omega_0} = \frac{\Omega}{\Omega_0} - 1$$

并可以以分数形式或百分比形式表示。

我们知道 $\Omega_0 = V/R_e$ ， R_e 为自由滚动轮胎的半径，并可以由轮胎每英里的旋转次数计算得出。滑动比因此可以表示为：

$$SR = \frac{\Omega R_e}{V} - 1, \quad \alpha = 0$$

在自由滚动时， $\frac{\Omega R_e}{V} = 1$ ，因此 $SR=0$ 。当轮胎锁死时， $\frac{\Omega R_e}{V} = 0$ ，因此 $SR=-1$ 。

如果在轮胎原地打滑时 $SR=+1$ ，那么 $\frac{\Omega R_e}{V} = 2$ ，也就是说轮胎的圆周速度等于自由滚动轮胎的两倍。原地打滑的定义比较随意，原地打滑其实在轮胎圆周速度远不到两倍的时候就已经开始了。

驱动力 F_T 和刹车力 F_B 都和滑动比有关。当滑动比从零开始增加时，两个力也会快速上升，且一般在滑动比 0.10 到 0.15 附近的时候达到最高点，之后快速下降。在最高点之前驱动力和刹车力和轮胎胎面和胎壁的弹性性能关系密切，在最高点之后力更会受到胎面形状，路面纹理，路面湿度，车速，胎温等等因素的影响。

图 2.16 和 2.17 是典型的驱动滑动比和制动滑动比图象。图象取于干地上的斜交街胎。不幸的是，这类数据并不常见，而作者无法取得现代赛车轮胎的数据。图中的驱动力和刹车力都除了最高刹驱动力和刹车力从而被标准化。在驱动力图象中，我们可以看到打滑之后驱动力的快速下跌。驱动滑动比曲线可以通过（？）来测量，刹车滑动比曲线可以通过将轮胎挂在拖车上并慢慢增大刹车力来测量。两者也都可以实验室里测量，但取决于测试机的测量能力。

在达到抓地力最高点之前，滑动的增加会降低旋转速度。当轮胎突破驱动或制动抓地力时，会变得不稳定，因此会滑胎或锁死。在最高点之后的范围内测试轮胎需要一套十分精确的伺服控制系统来控制轮胎角速度。依照 SAE 对于滑动比 SR 的定义，伺服系统的输入端需要有角速度 Ω ，线速度 V 和 R_e 的值。因为瞬时 R_e 无法测量，Calspan TIRF 使用负载半径 R_l ，轮轴高于“地面”的高度，并将滑动比定义为：

$$SR = \frac{\Omega R_l}{V} - 1$$

当滑动角不等于零时，必须用 $V \cos \alpha$ 来替代 V （见下一部分）。

滑动比的定义

世界各地对于滑动比的定义多种多样。我们会用到以下符号：

R_l = 轮轴高于地面的距离，负载半径

R_e = 零滑动角自由滚动情况下的滚动半径，通过每英里的转数得出

Ω = 轮胎角速度，Rad/s

V = 轮胎线速度，或路面速度

α = 滑动角

$S, S_x, SR, K_x, \sigma_x, S_t, S_b, S_D$ = 滑动角的其它叫法。

SAE J670（参考.1）对于滑动比的定义为：

$$S = \left(\frac{\Omega R_e}{V \cos \alpha} \right) - 1$$

Calspan TIRF 的定义为：

$$SR = \left(\frac{\Omega R_l}{V \cos \alpha} \right) - 1$$

固特异的早期定义为：

$$S_x = 1 - \left(\frac{V \cos \alpha}{\Omega R_e} \right)$$

Pacejka 在参考.113 中定义为：

$$\text{实际滑动量, } K_x = \left(\frac{\Omega R_e}{V \cos \alpha} \right) - 1$$

$$\text{独立滑动量, } \sigma_x = \left(\frac{V \cos \alpha}{\Omega R_e} \right) - 1$$

Sakai 在参考.136 中的定义为：

$$\text{驱动滑动比, } S_t = \left(\frac{V \cos \alpha}{\Omega R_e} \right) - 1$$

$$\text{制动滑动比, } S_b = 1 - \left(\frac{\Omega R_e}{V \cos \alpha} \right)$$

Dugoff, Fancher 和 Segel 用参考.42 中的如下定义：

$$S_D = 1 - \left(\frac{\Omega R_e}{V \cos \alpha} \right)$$

这些定义之间的关系为：

$$S = K_x = -S_D = -S_b$$

$$S_x = -\sigma_x = -S_t$$

$$S = \frac{S_x}{1 - S_x} = \frac{-\sigma_x}{1 + \sigma_x}$$

$$S_x = \frac{S}{1 + S}$$

SAE 对于滑动比的定义可以通过 Calspan TIRF 定义来算出：

假设自由滚动零滑动角轮胎在某一速度和负载下的的负载半径为 R_0 。SR₀ 为此时的滑动比。在同样速度和负载下的自由滚动滚动半径为：

$$R_e = \frac{R_0}{1 + SR_0}$$

在零滑动角情况下，SAE 版定义为：

$$S = \left(\frac{\Omega R_e}{V \cos \alpha} \right) - 1 = \left(\frac{R_e}{R_l} \right) (1 + SR) - 1$$

此时 RI 为负载半径，SR 为 TIRF 定义的滑动比。 $\Omega = \pi (\text{rpm})/30$ ，rpm 为测试轮胎的 rpm。

2.4 滑动比和滑动角的结合

对于赛车手来说，转向时的驱动力和刹车力十分重要，虽然刹车在弯道前的直道开始，但是一般都会被带入弯中。同样，加速也是和转向一起进行的。

Sakai 数据图

横向和纵向力与滑动角和滑动比之间关系的完整数据比较稀少。能够进行如此完整测试的机构屈指可数，而且这种测试十分耗时并且相当昂贵。参考.136 中的数据由日本汽车研究学院（JARI）的 Sakai 发布。该数据来源与一辆负载 400kg，速度 20km/h 的小型客车。虽然这里用到的轮胎和工况和赛车相差甚远，这套属于可以帮助我们大概了解滑动角和滑动比之间的关系。（？）轮胎力和力矩与车速无关。

在这套数据里，Sakai 讲纵向力定义为向后为正（制动），横向力定义为向右为正（右转）。他定义了两种滑动比，如上一部分所示。下表表明了 SAE 和 Sakai 定义的滑动比之间的差别：

滑动情况	Sakai	SAE
自由滚动	0.0	0.0
刹车锁死	+1.0	-1.0
滑胎（自由 Ω 的 2 倍）	-0.5	+1.0
滑胎（ Ω 无穷大）	-1.0	$+\infty$

为了让读者更好的了解滑动角与滑动比的结合，我们通过 Sakai 的数据制作了四张图。使用的坐标系和滑动比定义均为 Sakai 定义。

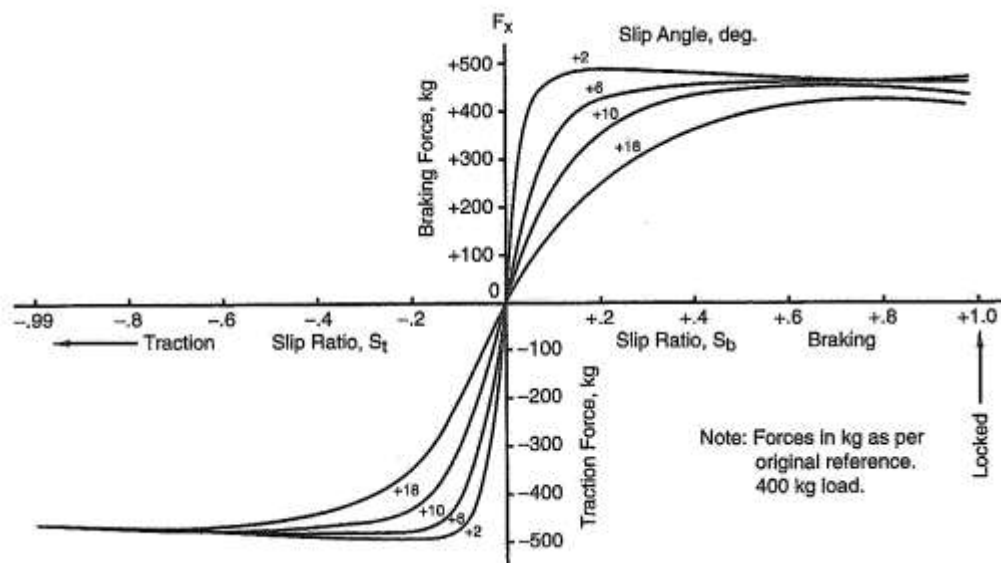


图2.18 制动和驱动力/滑动比和滑动角图象

图 2.18 显示了滑动角对于驱动/制动力和滑动比之间关系的影响。达到抓地力最高点所需的滑动比随着滑动角的增大而增大，且刹车时的最高值会降低。

图 2.19 显示了滑动角对于横向力和滑动比之间关系的影响。需要注意的是制动时的最高点在 S_b 值为 0.0 到+0.05 之间。无论滑动比如何，横向力都随滑动角而增大，但滑动比越大，横向力增长的就越慢。

图 2.20 将同样的数据画在一张我们更熟悉的图上——转向力图（横坐标为滑动角，纵坐标为横向力，但每条曲线代表一个滑动比值，而不是代表一个负载值。我们可以看出，转向力曲线的斜率随滑动比的上升而快速下跌。

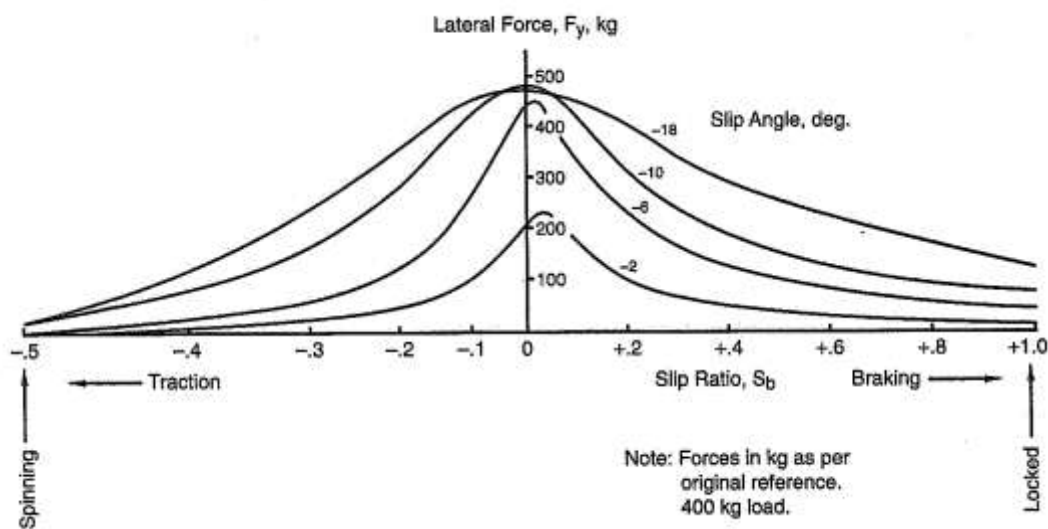


图2.19 横向力/滑动比和滑动角图象

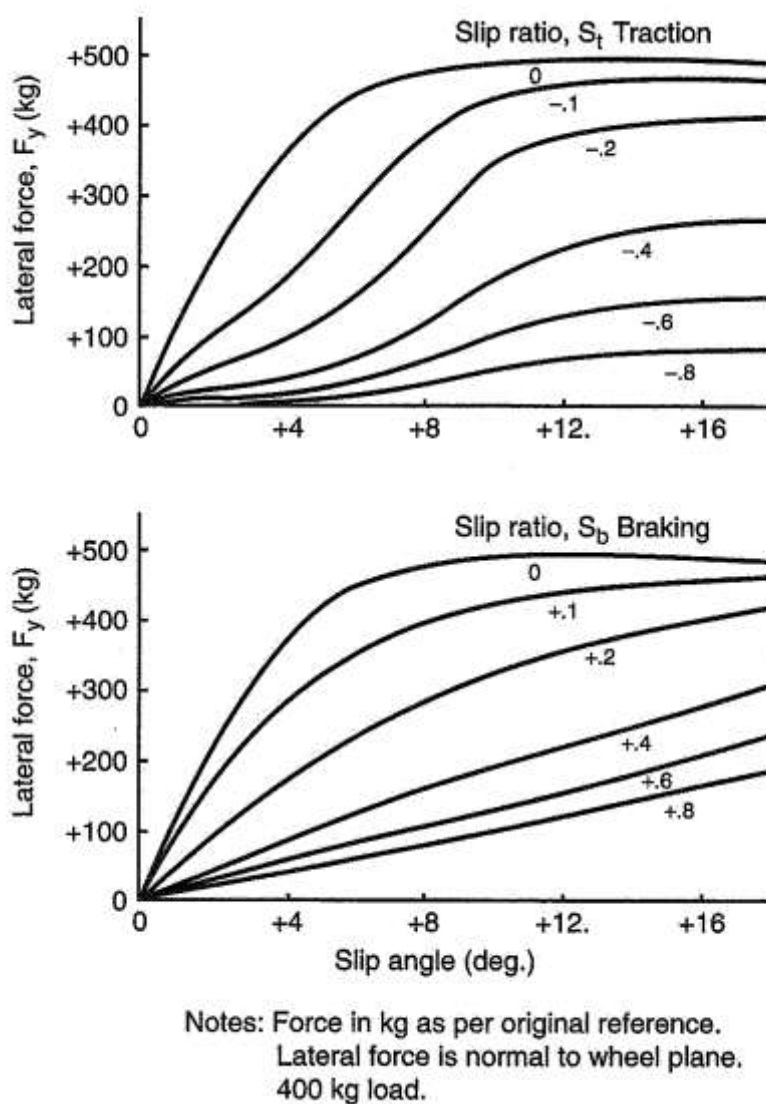


图 2.20 滑动角和滑动比对横向力的影响

图 2.21 显示了滑动比在一系列滑动角值下对于驱动/制动力的影响。

图 2.20 和 2.21 在之后生成摩擦力圆的时候会用到，详情可见图 2.31。

力的结合与滑动速度的结合

所有胎印里轮胎力都是由于或多或少的滑动而产生的，牢记这一点便能够更容易的理解轮胎力的产生原理。虽然用滑动角/横向分力和滑动比/纵向分力来理解轮胎力更直观一些，轮胎最终的物理结果只有一个合力和一个合滑动速度。我们从图 2.18 和图 2.19 中算出合力和合滑动速度，并画于图 2.22 当中。由于轮胎测试的误差和数据处理的方法，图像点有些分散，但误差可以接受。

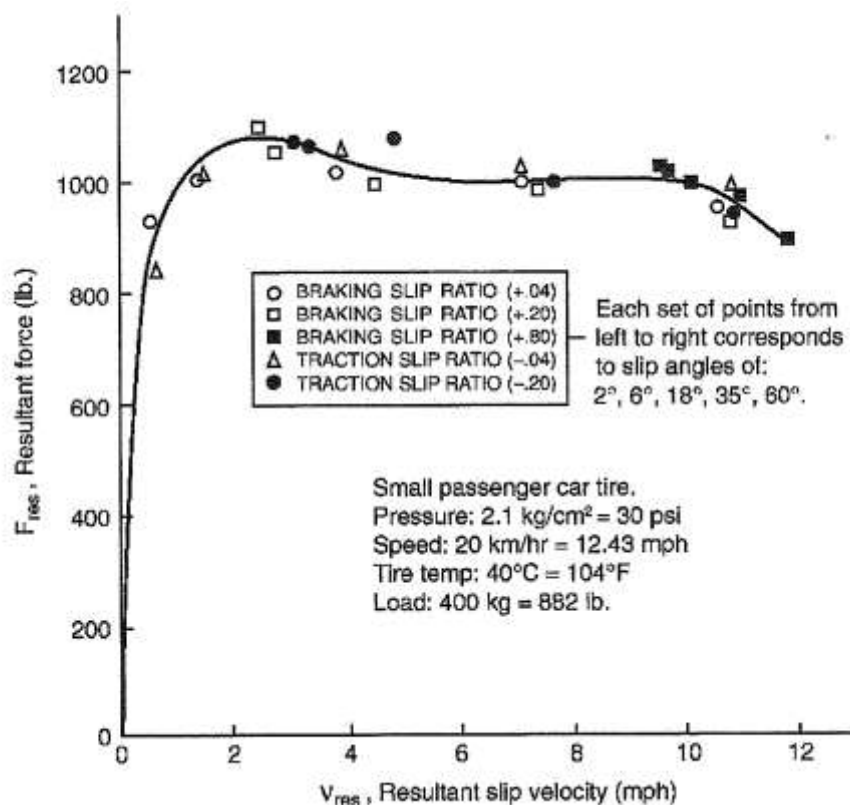


图2.22 合力与合滑动速度 (参考.136)

横向与纵向滑动速度的公式分别为:

$$v_{\text{横向}} = V \sin \alpha$$

$$v_{\text{纵向}} = V \cos \alpha - \Omega R_e = V \cos \alpha - V_B$$

此处 V_B 为轮胎在制动或驱动下的圆周速度。(注: V_B 与制动和驱动滑动比有关, 详见滑动比的 Sakai 定义)

合滑动速度因此为:

$$v_{\text{合}} = \sqrt{(v_{\text{横向}})^2 + (v_{\text{纵向}})^2} = \sqrt{V^2 + V_B^2 - (2V \times V_B \cos \alpha)}$$

合力为:

$$F_{\text{合}} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

合力图象的顶点位于 2.5 英里/小时处, 大约为测试速度 12.4 英里/小时的 20%。

2.5 车轮倾角

根据 SAE 术语 (参考.1), 车轮倾角, Φ , 为车轮平面与垂直方向的夹角。如果车轮顶部向外倾斜, 倾角为正, 反之为负。为了在轮胎测试机上测试与其他系统隔离的轮胎, SAE 定义了一套轮胎坐标系, 这套坐标系在本章后面会详细描述。在坐标系中, 轮胎的倾角被称为(?),

且当从轮胎后面向前看时，如果轮胎向右倾斜则（？）为正。

在赛车圈里，车轮的倾斜都叫做车轮倾角，且符号与上面的 SAE 定义相同。车轮倾角对于车轮力和力矩的影响主要受轮胎与垂直平面之间夹角的影响，而与车身平面完全无关。在下面所有的图像中，数据来源各异，但一般都分析的是车辆右转（符号为+）时的外前轮。

倾角力

一般来说，带有倾角的充气轮胎会产生向倾斜的方向的力。当滑动角为零的时候，这个力叫做 **倾角推力**。倾角在滑动角不为零的时候一样能够产生横向力，此时的横向力与轮胎种类、结构、形状、胎面、胎压、负载、刹车/驱动力、倾角大小和滑动角有关。

玻璃板实验以及一些简单理论证明，窄斜交胎的倾角推力来源于胎印的横向型变。当一条静止的轮胎在带有倾角的情况下受负载时，胎印的中心平面是弯曲的（见图 2.23(a)）。当轮胎在零滑动角下滚动时，进入胎印的轮胎受地面的限制，会倾向于在胎印中直线移动，因此地面给了胎印一个抵抗胎印弯曲的力。整个胎印中每个点的这种抵抗力相加起来即为倾角推力。

倾角产生的横向力可以与滑动角产生的横向力比较。由于轮胎的形变方式，在线性范围内（滑动角小的情况下）一度滑动角比一度倾角产生的侧向力更大。对于一般的传统斜交胎来说，转向硬度（ $\Delta F_y / \Delta \alpha$ ）一般为倾角硬度（ $\Delta F_y / \Delta \Phi$ ）的五到六倍。

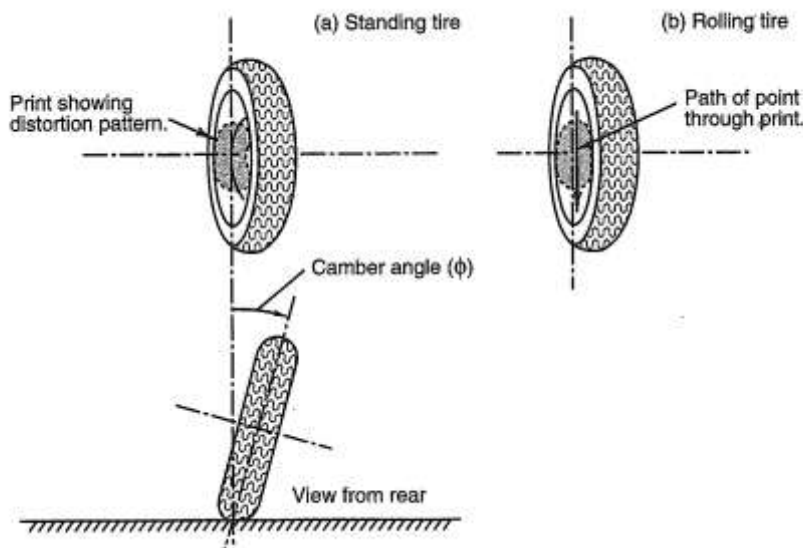


图 2.23 轮胎在倾角下的胎印形变

子午线轮胎的倾角硬度比较小，因为胎带的横向硬度和斜交线侧壁的硬度阻止了产生倾角力的胎印形变的产生。这种情况下倾角力一般由于胎印花纹的形变或侧壁而产生。虽然赛车所用的宽斜交子午胎也产生倾角力，其原理并未被研究透彻。对于较宽的街胎来说，倾角力一般在 5 度以上会开始减小。有趣的是，横截面较圆的摩托车轮胎在倾角 50 度左右时依旧能产生不小的倾角力。

倾角产生的回中力矩

倾角对于回中力矩（和轮胎拖距）也有影响。胎印受滑动角影响所产生的三角形形变（胎印中横向力越往后越大）产生了在线性范围内稳定轮胎方向的力矩。而由于倾角产生的回中力矩由于胎印形变的前后对称一般都不会太大。在实际应用中，当横向力完全来自于倾角时会产生很小的负回中力矩（让轮胎方向更不稳定，或是让滑动角增加）。负回中力矩会和滑动角的效果相互抵消，因此有时需要靠增加机械拖距来保证回中效应足够大。

倾角弱化与最高横向力

在线性范围之内，倾角推力和滑动角所产生的横向力之间互不影响，且横向力的合力一般可以通过两者直接相加来得到。在这种情况下倾角对于横向力的效果十分直观，转向力图象会根据倾角的值和方向上下平移。当超过线性范围时，倾角力的效果会降低，或“弱化”（见图 2.24）。在窄斜交胎上的实验显示，转向力曲线的最高点在车轮向弯中倾斜时会增大，而当车轮向弯中反方向倾斜时会减小。图 2.25 为倾角在圆形横截面的斜交热熔胎上的效果，很多的其它测试也证实了内倾角可以增加最高横向力。虽然该效应目前还没有完整的理论可以解释清楚，但效应毫无疑问是由于胎印的变化而产生的。由于滑动角带来的轮胎形变在胎印后部负载最小的地方是最大的，滑动很容易产生，而在负载最大的胎印中心，滑动很难产生。这大概能解释为什么倾角和滑动角共同作用能够带来侧向力的提高。在高滑动角和倾角下胎印与地面之间接触的过程十分复杂，无法由该理论解释。

图 2.26 为固特异 Eagle 轮胎在不同负载和倾角下的最高侧向力。和图 2.25 一样，每条曲线的滑动角不同。

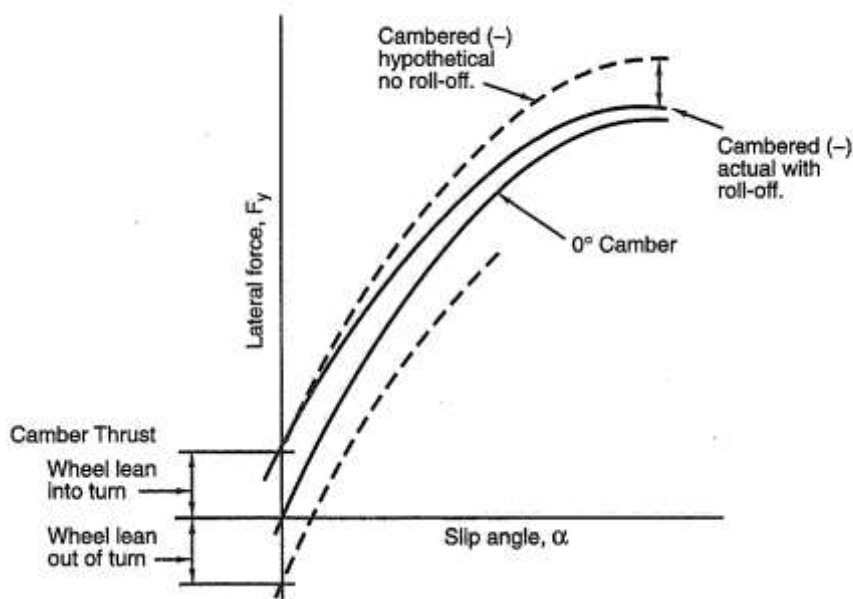
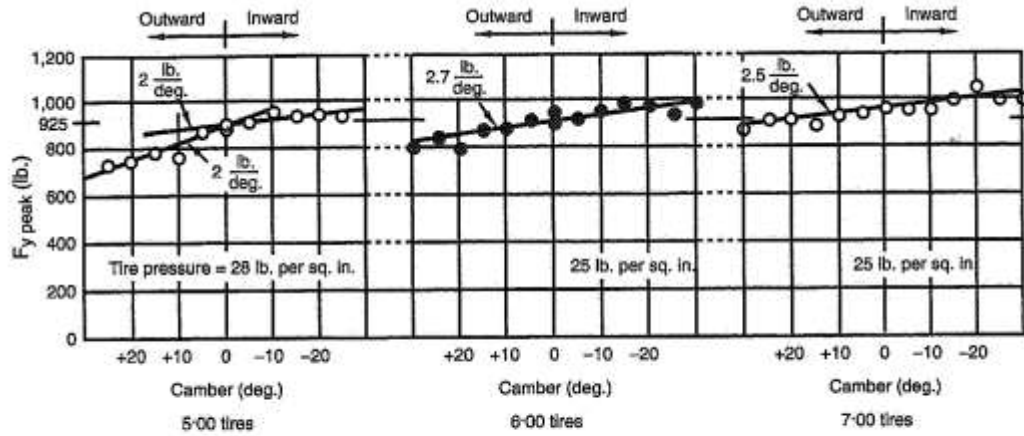


图 2.24 负载恒定情况下的倾角推力和倾角弱化



Notes: The slip angle at each point on these curves is that which gave maximum lateral force.
925 lbs. load for all tires

图2.25 最高横向力和倾角

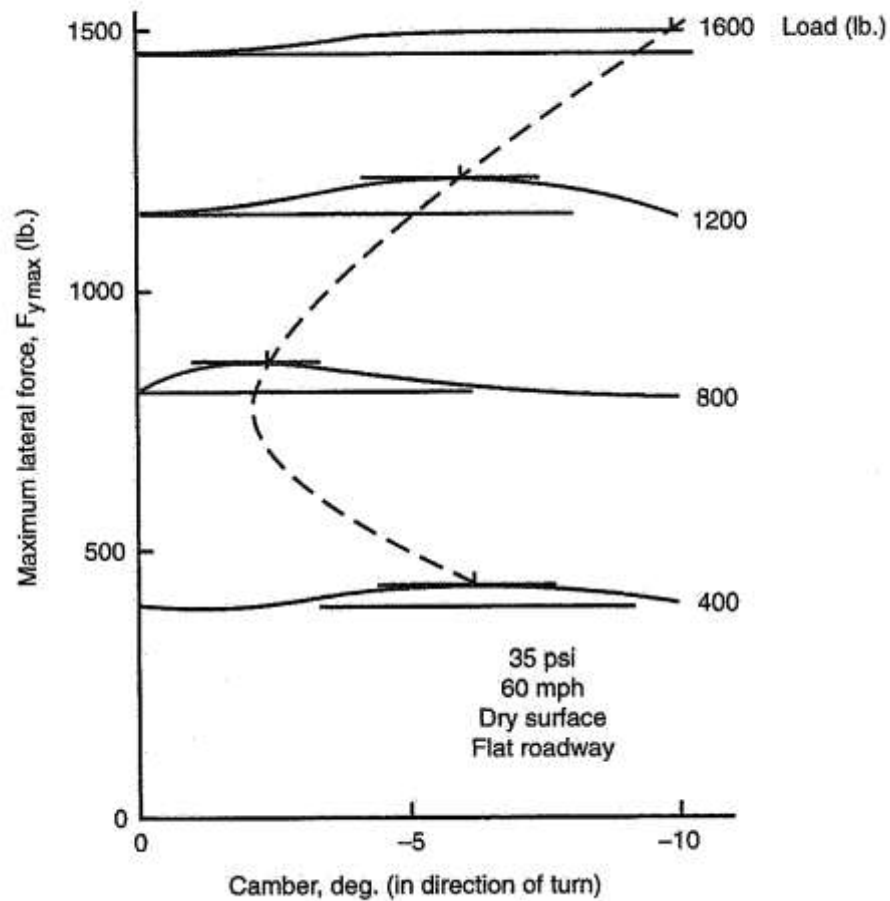


图2.26 最高横向力和倾角, P225/70R15 轮胎

(图中只显示了每种负载下的最高横向力) 最高横向力值都是在有倾角的情况下产生的。最佳倾角值随负载的增加而增加, 但需要注意的是在低倾角条件下数据不太可靠。在 1200 磅负载的情况下, -6° 的倾角会增加 6% 的最高横向力。

典型轮胎倾角数据

为了显示倾角在完整的一系列负载和滑动角情况下对于横向力的影响, 这里给出了三张基于 Calspan TIRF 对于固特异 Eagle P225/60R15 轮胎测试的图象。轮胎测试胎压为 35psi, 速度为 60mph, 测试机滚动平面无湿度。图 2.27 中倾角为 0。图像中曲线的角度为转向角而非滑动角, 向右转向为正。图 2.27 显示了无倾角的轮胎产生横向力的能力在左转和右转时基本是一样的, 轮胎的反馈基本对称。

图 2.28 和 2.29 分别为轮胎倾角向右倾 5 度和 10 度的图象。两种情况下曲线均非对称。当车轮向右倾斜时, 车轮右转时产生的横向力比左转要大。倾角的效果可以看做是将曲线整体绕原点向逆时针方向旋转。对于这些相对来说比较宽的轮胎来说, -5° 的倾角给横向力带来的增加基本是最大的。

除椭圆赛道所用的车以外(同一轴上的两个车轮有可能倾向同一方向), 在悬挂允许的情况下一般都使用负倾角(车轮向内倾斜)。在过去使用圆形窄斜交胎的年代, 经常能看见单摆臂式后悬挂上带有 10 度之高的倾角。在现代的宽回力胎上, 由于胎温、磨损和性能等原因, 倾角一般限制在 -5° 左右。

倾角的优化

如图 2.27、2.28 和 2.29 的常态化图象对于寻找某一负载和滑动角下能够产生最高横向力的倾角很有用。图 2.30 为常态化的横向力和负载图象, 图中的三种情况为 7° 右转向角下三种不同倾角。在该转向角下的车轮横向力很接近最大横向力。利用这套并不完整的数据, 我们可以预测外前轮在不同负载环境下能够最大化 F_y/F_z 的倾角。

由于之前提到的轮胎负载敏感度, 三条曲线都是向下倾斜的。倾角既改变了横向力输出也改变了负载敏感度(曲线的斜率)。在图中我们可以看到 5° 负倾角在所有负载下的表现都好于其它两种情况, 因此最佳倾角应该在 -5° 附近。

在第 7 章中我们会将同一轴两轮上倾角, 转向, 负载和横向负载转移这些所有的因素都结合起来。

2.6 其它影响轮胎的因素

这章到目前为止都主要在说与轮胎有关的力, 力矩和角度。这一小节会来快速讲解一下其它影响轮胎性能的因素。

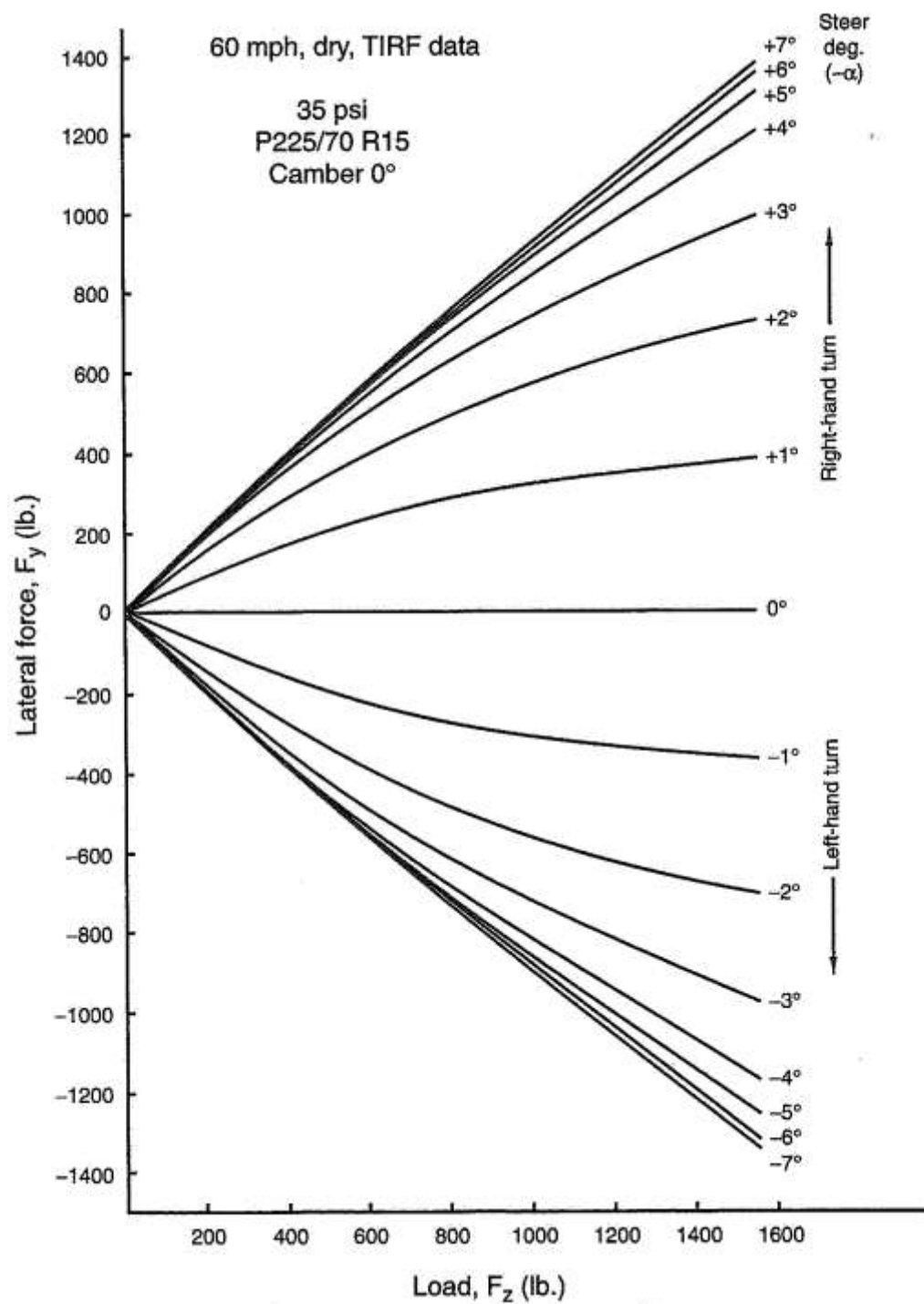


图 2.27 零度倾角下的横向力

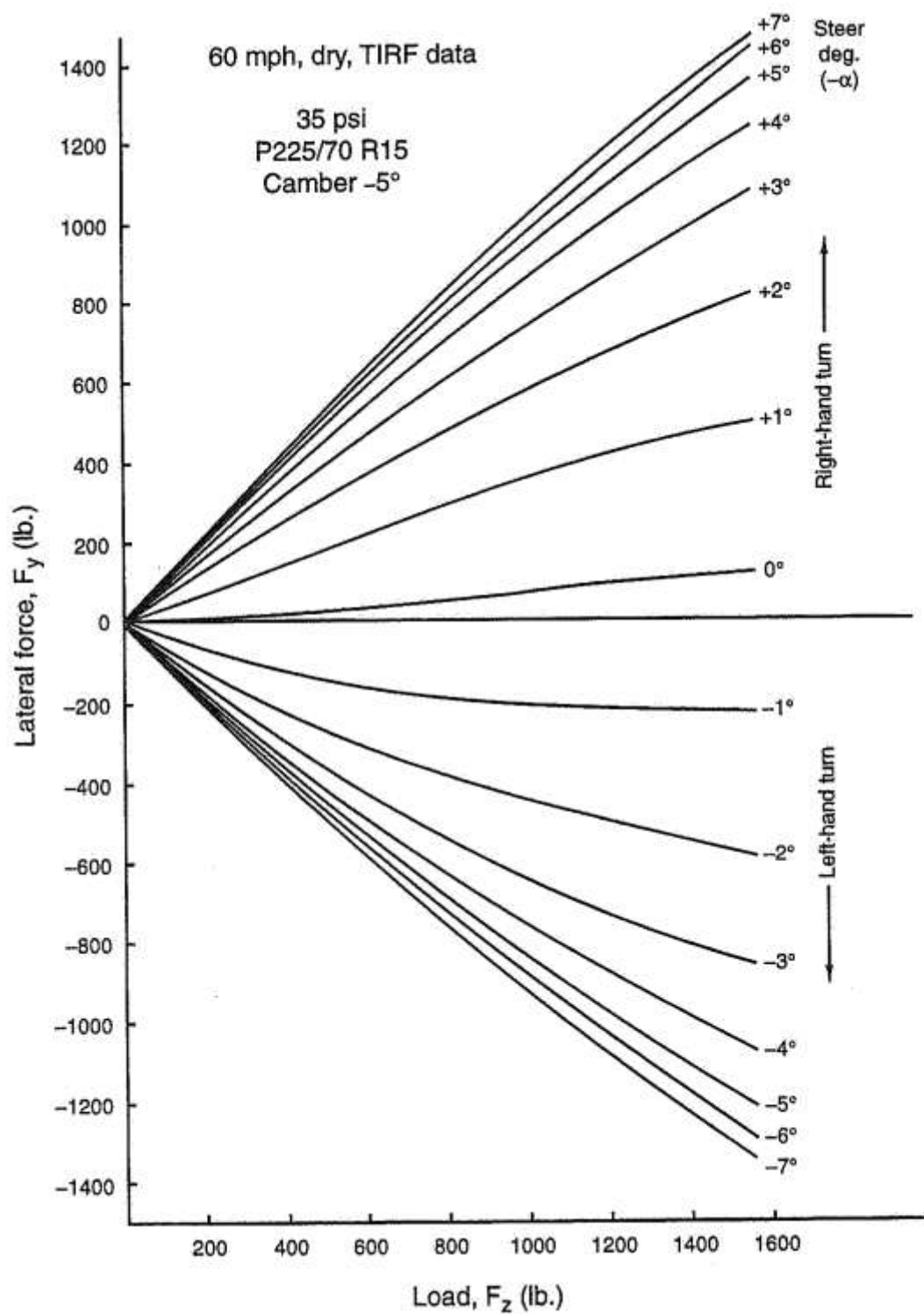


图 2.28 -5 度倾角下的横向力（对于左前轮来说的向右倾斜）

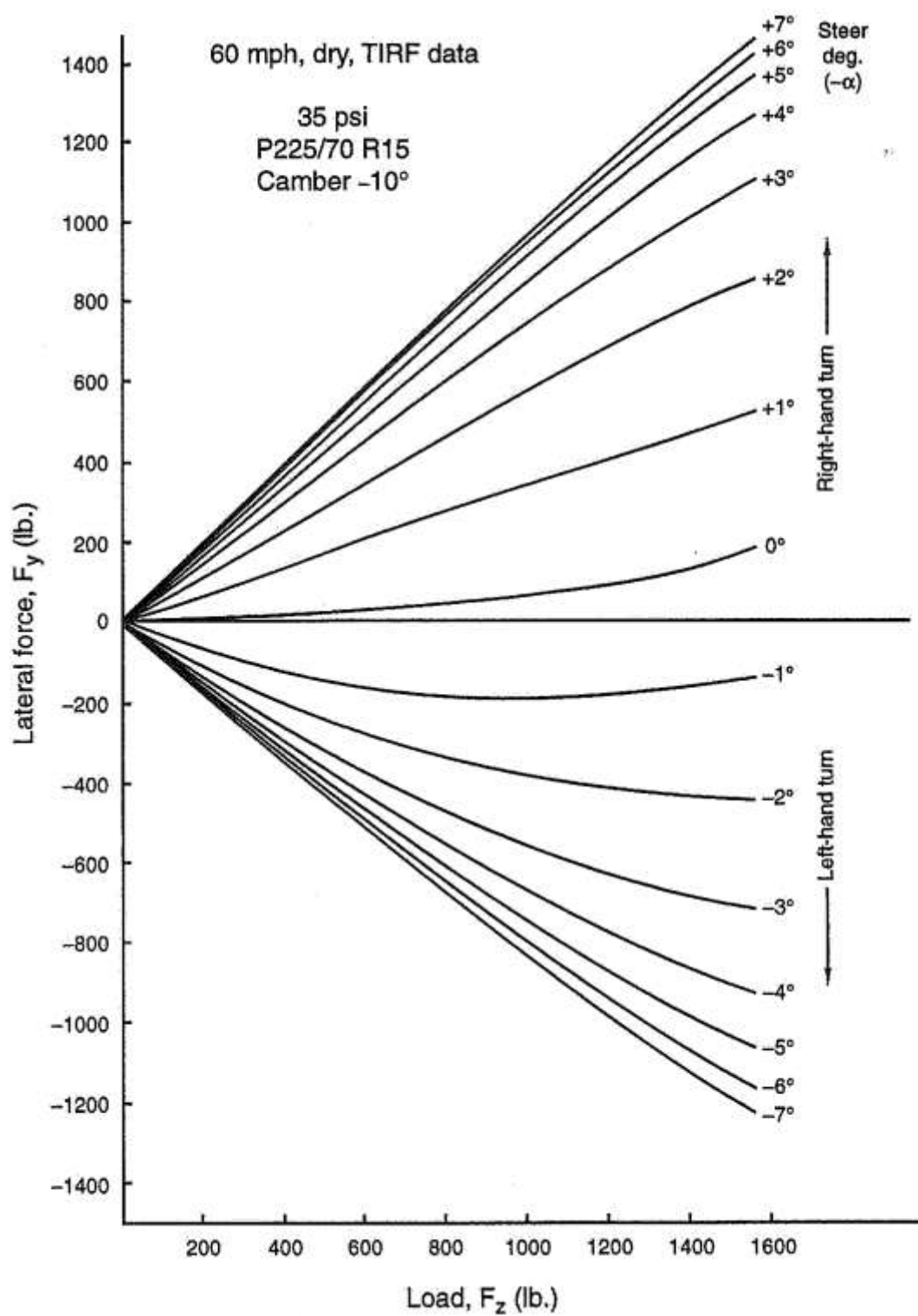


图 2.29 -10 度倾角下的横向力（对于左前轮来说的向右倾斜）

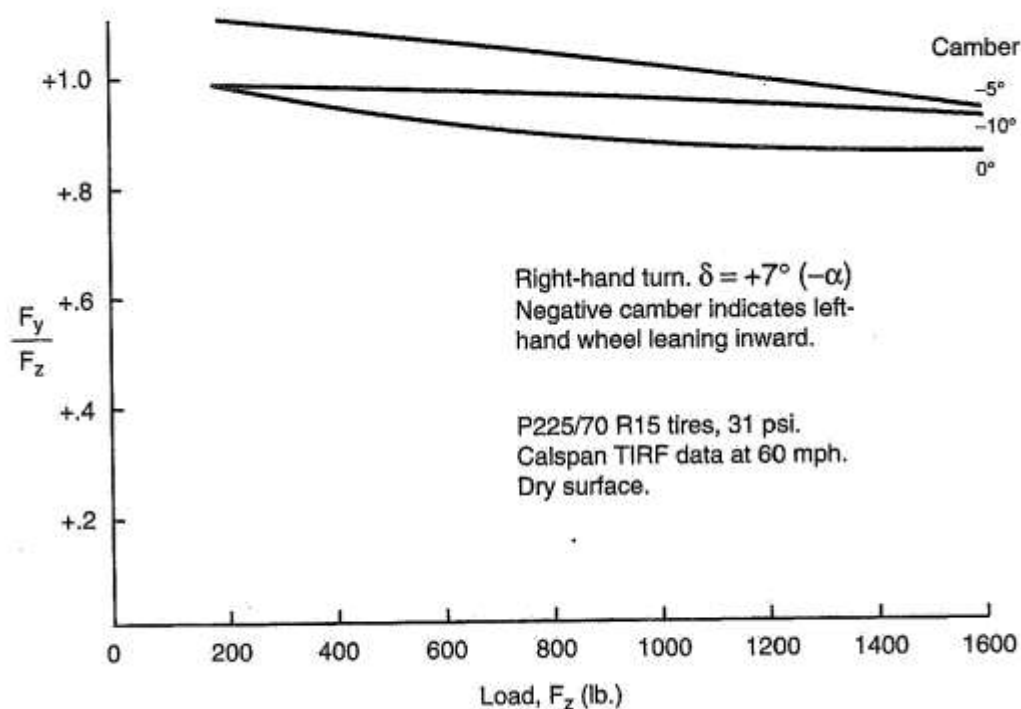


图 2.30 不同倾角下的负载敏感度

轮胎胎压

在赛车中调整胎压算是最简单而且最经常调整的项目了。轮胎厂家有时会给出对于某种轮胎合适的胎压范围以保证耐力。胎压在多个方面影响了轮胎的性能。

低滑动角和低侧向力情况下的轮胎性能由轮胎的过弯刚度（图 2.7 横向力-滑动角图象的斜率）。过弯刚度代表了轮胎的弹性性质——如果提高了胎压，那么胎壁就会变得更硬（不容易扭曲），过弯刚度也就变得更高。在滑动角相同的情况下，胎压的增加会造成横向力的增加。通过调整前后胎压，可以对车辆的转向平衡进行小幅调整——比较常见的例子是后置引擎，后部较重的街车的后轮胎压一般比前轮要高很多。

在图 2.7 曲线顶端的轮胎性能与摩擦系数有关。在本章一开始时我们说过，抓地力的原理并不清楚，但是一般来说，降低轮胎的胎压可以提升胎面和路面之间的摩擦系数。降低胎压可以提高胎印面积，并降低轮胎给地面的压力。不过，太低的胎压会由于胎壁的硬度造成胎印两侧受力过高。我们调整胎压的目标是让胎印中心部分（由胎压支撑）与两侧（由胎压和胎壁支撑）受力相近。

回中力矩同样受胎压的影响。当胎压降低时，胎印变得更长，横向力的中心向后移动，因此在横向力相同的情况下所需的转向力会由于轮胎侧向刚度的降低而升高。

轮胎阻力会随胎压的升高而降低，原因有两个。第一，轮胎的滚动阻力为轮胎形变时所损失

的能量，胎压越高时轮胎的形变会降低。轮胎的寄生阻力（由过弯产生的阻力）在不到极限的地方会由于保持相同横向力所需滑动角的降低而随胎压的升高降低。该效应在本章后面会详细说到。

轮胎的垂直刚度也受胎压的影响——胎压的上升会导致轮胎垂直刚度的上升，因此对于整车的减震也降低了。对于弹簧很硬的赛车来说轮胎的垂直刚度更是重要，因为轮胎对于整车垂直刚度的影响相当大（轮胎垂直刚度大约占整车垂直刚度的 $1/2$ ）。

显然，最合适的胎压为上方那些因素的妥协。高胎压可以允许非极限状态下的最高性能，但需要最高抓地力时一般胎压会比较低。最佳胎压只能以轮胎公司的建议作为起点，通过实验来找出。

轮胎温度

胎温既影响轮胎制造抓地力的能力也影响轮胎的寿命。关于轮胎温度的第一个问题是“哪儿的温度？”。从外到内，我们可以测量：

- 轮胎胎面各部分的温度（表面探针或红外线测量）以及侧壁表面温度。
 - 胎面和胎带的温度，通过探针来测量（一般由赛车轮胎厂的代表来测量）
 - 轮胎胎内空气的温度，也就是轮胎和轮圈之间空气的平均温度（在轮胎测试机上比较常用）
- 轮胎的胎带的弹性是轮胎侧向刚度的一部分。胎温的改变会带来轮胎弹性的变化（与钢不同，钢的弹性几乎不随温度改变）并会影响轮胎侧向刚度。

胎温和胎压是互相影响的一低起始胎压会导致更高的轮胎形变和温度，也就造成了更高的比赛胎压。

胎面配方是轮胎公司的商业秘密。配方根据轮胎的用途而变，并且轮胎公司之间竞争激烈。当前温度和之前的温度都会影响轮胎的抓地力，但是在不同配方中这些效果的影响并不相同。

现代轮胎的配方都有一段能够制造最大抓地力的温度带。如果轮胎太冷，轮胎会很滑。如果太热轮胎橡胶会融化，两者中间的温度的温度比较适宜。很不幸的是，胎温随胎压，速度和操控力而一直变化，因此还是需要妥协。

速度效应

轮胎性能随速度改变。很不幸，两者之间的关系并不稳定，因此无法简单概括。唯一的可能关系是轮胎性能会随速度的上升而下降。下降的过程既可能是相当缓慢的，也可能是在某一速度带内快速下降。在某些情况下轮胎的横向性能会在某一点以上随速度略微增加。

在实验室里对于速度效应的标定需要将速度效应与温度效应完全分离，但当滑动角恒定时增加轮胎速度胎温是一定会上升的。截至本书出版之日，还没有出现能够在实验室测试里稳定胎温或是能够将胎温和速度效应分离的方法。速度与温度对于轮胎的影响的标定对于目前的实验室来说实在太贵了！

锥形度和帘布转向

如参考.4 中所说，轮胎出厂时会“由于设计和制造产生非对称性”，并会因此在零滑动角和倾角下产生横向力和回中力矩。在稳态测试中的两种非对称性分别为**锥形度**和**帘布转向**，都会改变实验的测量值。在真车上这两种非对称性会给车和转向系统带来“拉力”和“狗偏”（注：狗偏时车前轴与后轴的中心点之间连线与车辆中轴不平行，导致后轮和前轮之间在行驶时有横向的偏移，像狗跑步一样）。

以下定义节选自 A. Dijks 所著的参考.33，8.3.6 节“轮胎的非统一性”

锥形度 – 该术语来源于想象轮胎形状类似于锥形...由于轮胎几何的缘故，锥形度会产生向锥形尖端的力，且此力方向与轮胎旋转方向无关。因此锥形度的定义为在横向上不随轮胎旋转方向变化的分力。

帘布转向 – 该横向力分力描述了轮胎帘布对于车辆横向力的影响，且由帘布产生的横向力可以导致车辆偏离直线。帘布转向的定义为在横向上随轮胎旋转方向改变方向的分力。

锥形度一般是回力轮胎胎带的侧偏导致的。除了以上所说的横向力以外，锥形度还会产生与横向力同向的回中力矩。帘布转向是由于胎带中帘布设计缺陷所产生的，产生的回中力矩与横向力方向相反。帘布转向的影响一般比锥形度要大

2.7 摩擦力圆和椭圆

在第 2.3 节的图 2.20 和 2.21 中显示了横向力 F_y 和纵向力 F_x 与滑动角和滑动比之间的关系。在本节（2.7）中我们用一张图来结合横向和纵向力。该图由摩擦力椭圆和摩擦力圆组成。摩擦力圆代表了某一工作环境下（负载，地面，温度等）轮胎产生力的能力。轮胎的摩擦力圆在概念上与整车的摩擦力圆类似。

图 2.23 为一系列不同滑动角和滑动比下横向力比纵向力的图象。图中只显示了摩擦力圆的右一半。数据来自于之前所说到的 Sakai 论文。不幸的是，这些测试并不常见，因此我们手中没有这类测试的赛车胎数据。所测量的横向力与轮胎平面垂直，纵向力在轮胎平面内。

图象的大概描述

在原点出，轮胎在向前自由滚动，（除去很小的滚动阻力以外）没有纵向力。滑动角和横向力均为零。沿横坐标轴向右，横向力开始增加，相对应的滑动角曲线则被记录下来。传统的横向力/滑动角曲线可以通过横轴上的数据来获得。

纵轴表示了纵向力，沿坐标轴标出了一系列的滑动比。需要注意的是正向朝下，为制动力，负向朝上，为驱动力（依照 Sakai 的惯例）。垂直坐标轴上的点可以用来生成滑动比/纵向力图象。

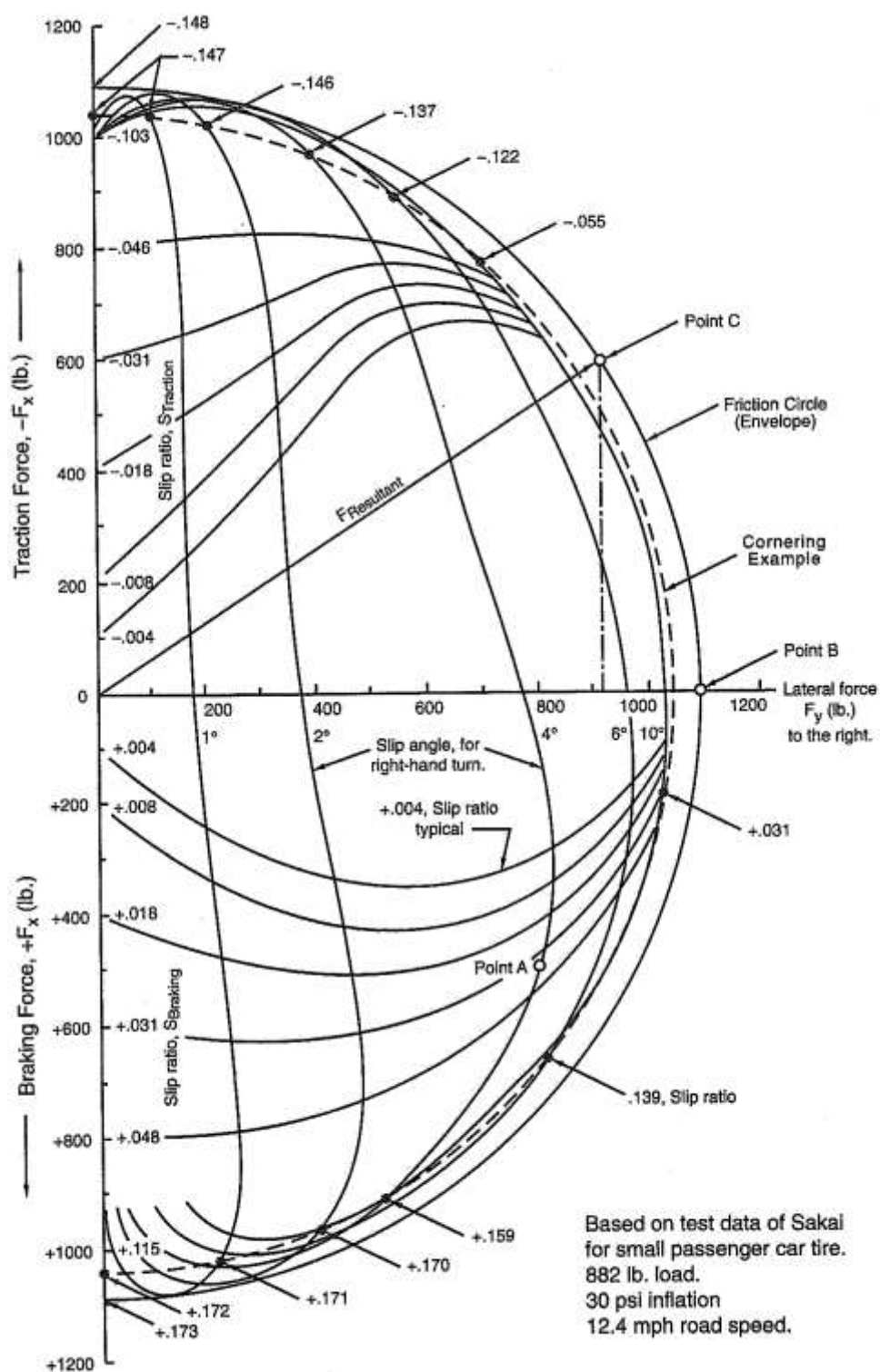


图2.31 摩擦力圆图象，右转

图像中比较有意思的部分位于坐标轴之外，驱动/制动和转向同时进行的区域。比方说，图中点 A 代表了 4 度滑动角和滑动比为+0.036 下的力。通过坐标轴我们可以得出点 A 的横向力大约为 800 磅，纵向力大约为 500 磅（制动）。

一般来说，图像的边缘可以大概化作一个圆——这个“摩擦力圆”代表了轮胎在该工作条件下能够产生的最大的力的值。对于某些轮胎来说，图像的边缘大概是一个椭圆而不是圆。

对于赛车来说，轮胎的工作基本都在摩擦力圆的边缘附近。比方说，在点 B 时轮胎在最佳滑动角（虽然滑动角图没有画出，但最大滑动角大约为 13 度）下产生纯横向力 1100 磅。如果此时增加了 600 磅的驱动力，可用的横向力会降到位于点 C 的 920 磅。总合力，横向力和纵向力的矢量和仍为 1100 磅，如 $F_{\text{resultant}}$ 箭头所示。从 $F_{\text{resultant}}$ 所生成的直角三角形，我们可以通过勾股定理来算出 C 点的力。

$$F_{\text{resultant}}^2 = F_x^2 + F_y^2$$

$$F_{\text{resultant}} = \sqrt{600^2 + 900^2}$$

$$F_{\text{resultant}} = 1100\text{lb}$$

注意，滑动角曲线在接近纵坐标轴时会向回“勾”，也就是说在这些曲线上的点已经超越了图 2.22 所示的合力/合滑动速度曲线的最高点。

过弯实例

摩擦力圆（图 2.31）给我们第 9 章对于“g-g”图象的研究打下了基础。摩擦力圆针对于单个轮胎，并且整辆车被简化到只有这一个轮胎，成为“独轮车模型”。在只有一个轮胎的情况下，就不可能有荷载转移因此在以下实例里轮胎负载恒定为 882 磅。

如之前所说，该轮胎的极限大约为 1100 磅的合力。我们过弯时的力稍微比极限低一点， $F_{\text{resultant}} = 1045$ 磅，或极限的 95%。在图像上该过弯力由一条标为“Cornering Example”的虚线标出。

如果我们过弯速度为 12.4mph（轮胎数据的速度）那么在 1045 磅力的情况下的合滑动速度为 2.15mph。我们假设过弯速度和合滑动速度之间的比值不变——比方说，在 100mph 的时候滑动速度增加的 $100/12.4 = 8.06$ 倍，因此新的滑动速度为 $2.15 \times 8.06 = 17.34\text{mph}$ 。

在入弯前，“轮胎”（独轮车）在负载 1045 磅的情况下减速，此时滑动比为+0.172。当轮胎开始入弯时，横向力开始增加，此时刹车力必须相应的减小来维持合力的值。滑动角曲线与 95%圆的交点由黑点来标示。在 4 度滑动角下（点 A 所在的曲线），滑动比为+0.159——转向增加的时候刹车力必须减小。在过弯极限时，车辆位于横轴上，滑动比基本可以认为是零。

当出弯开始加速时，滑动比变负，因此滑动角必须相对应的减小。当滑动角降低到 6 度是，滑动比为-0.122。在方向回正时，轮胎可以以-0.147 的滑动比加速，且无任何横向力。在此实例中，合力的大小（力矢量的长度）一直保持为 1045 磅，改变的只有合力的方向。

图 2.32 显示了车手在过以上所说的弯时必须做的动作。车手在图像最上方入弯，刹车到滑动比为恰好 0.172。当接近弯心时，车手靠刹车和转向来沿曲线操控车辆。需要注意的是滑

动比既与刹车扭矩有关也与转向角有关，同理，滑动角也同时与转向和刹车有关——两种控制输入必须一起运作才能在极限上驾车！在到达弯心时，2.31 中的滑动比数据缺了一段，那么我们的例子中的车手估计会空油滑行一段时间，之后开始慢慢加油。

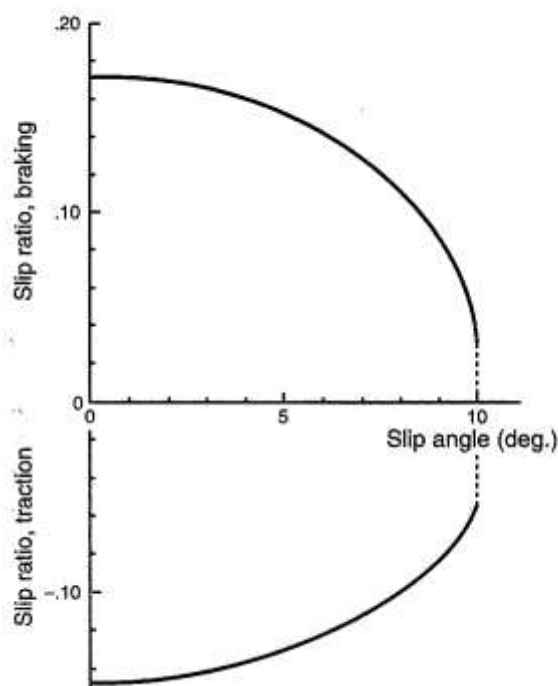


图 2.32 过弯实例中所用的滑动比/滑动角图象

总结

在本小节中我们研究了单轮的摩擦力圆。整车的 $g-g$ 图象是四个轮胎的摩擦力圆包括负载转移和其它因素下（这些因素均会影响摩擦力圆的大小和形状）的摩擦力圆之和。

2.8 SAE 轮胎坐标系

在大概了解了轮胎动态之后，我们现在来看 Calspan 轮胎测试中心（TIRF）和 MTS Flat-Tracs 这些测试机构测试轮胎时所用的一些特定的力和力矩。

一辆车所受的外力只包括重力，空气动力学力和轮胎力。轮胎力可以认为是轮胎与路面之间的作用所产生的路面力。在这一小节里我们会分析轮胎是如何产生某些力和力矩的，以及驱动/制动/横向力如何产生推力和阻力。和之前一样，我们的符号假设力和力矩是由路面给车轮的。

在车辆动力学和轮胎研究时所使用的轮胎坐标系如图 2.33 所示。这套源于 SAE J670 的坐标系原点位于轮胎胎印的中心 O （假设轮胎静止）。 O 点是 z 轴与路面平面的交点（假设路面平直）。 x 轴为车轮平面与地面平面的交界线。 z 轴垂直于地面并穿过 O 。 y 轴垂直于 x 与 z 轴且位于路面平面内。

图中的轮胎带有正倾角 γ ，以及滑动角 α 。 R_l 为轮胎负载半径（胎印中心点到轮胎轴的距离），与有效滚动半径（每英里的转数）不同。本小节会详述与轮胎有关各类力和力矩。

滑动角 α 在轮胎向右“滑动”时为正，此时转向为负（轮胎向左转向）。

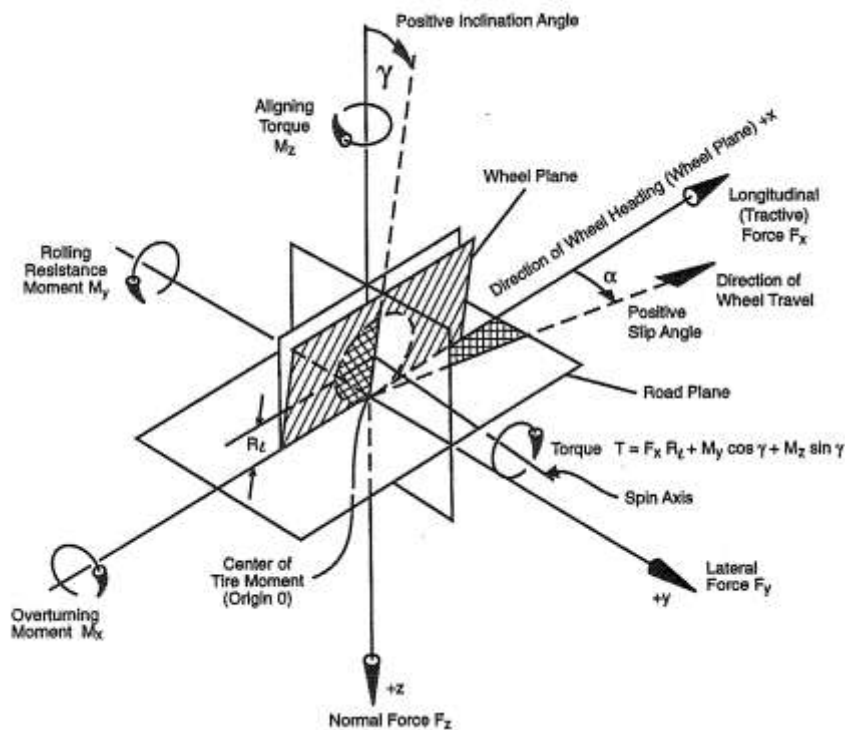


图2.33 SAE 轮胎坐标系

在此处的轮胎倾角与我们之前所说的车轮倾角符号不太一样。

在从车后向前看时，如果轮胎如下图这样倾斜：



之前所说的倾角

-

-

此处的倾角

+

-

在轮胎数据里的符号一般与这一小节一样，因此在转换为车轮倾角之前需要变号。

2.9 坐标系下的轮胎力

本小节以及之后的小节会讨论由 SAE 坐标系所定义的轮胎力。另外还会对于这些分力之和对于车辆整体的影响做一些分析。我们不会对所有轮胎力的总合力做任何分析。

Fz: 垂直力（负载）

所有的力和力矩都与负载（和其他一些因素）有关。在极限附近运作的赛车轮胎的负载尤为重要。对于一套轮胎来说，负载决定了轮胎能够横向和纵向加速车辆的力的大小。

垂直力，Fz 和路面的反作用力 FzR 之后还会作用于 Mx 和 My（见下一小节）。

Fx: 驱动/制动力和 Fy: 横向力

轮胎产生驱动力和制动力的原理之前已经提到过了。我们知道了与轮胎平面平行的 Fx 大小与纵向滑动比 S 有关，还知道了轮胎怎么产生横向力（与轮胎平面垂直）。我们在这里把两个力合起来讨论是因为我们想知道他们怎么影响车辆的推力和阻力。换句话说，我们会把它们的合力沿速度 V 方向分解。

总推力或阻力可以通过将横向和纵向力沿速度方向分解得出：

$$T \text{ 或 } D = F_x \cos \alpha - F_y \sin \alpha$$

我们先来看一下这两项在实验室轮胎测试时是怎么测量的。此处的实验为 Calspan TIRF 的参考.55。

我们先来看一下滑动角为零度的情况。此时阻力 FR 在路面上由于胎印的滚动损失生成。该阻力在滑动角为零时被称为滚动阻力。该力与轮心距离为 RI（负载半径，不是有效半径）。如果轮胎由扭矩 Tin 驱动，那么 FR 就等于：

$$FR = (SR + 1) \left(\frac{T_{in}}{R_l} \right) - F_x$$

此处 $SR = \frac{\Omega R_l}{V} - 1$ （滑动比）

Fx = 沿 x 轴所测量的力（+驱动力，-制动力，单位磅）

Ω = 车轮角速度（rad/s）

V = 前进速度（英尺/秒）

注意此处 SR 基于负载半径以方便测量，而非 SAE 定义中的 Re。在自由滚动下，SR 由于 Calspan 的定义，并非完全为零，但非常那个非常小。

如果 SR 为 0 那么 Fr 的公式则为：

$$FR = \left(\frac{T_{in}}{R_l} \right) - F_x$$

此处的 Tin/RI 为胎印由于扭矩输入所产生的力，且不考虑形变所产生的损失。因此滚动阻力为该力与 Fx 之间的差。

下面我们来考虑滑动比不为零的情况。此时 FR 的公式为：

$$FR = \left[(SR + 1) \left(\frac{T_{in}}{R_l} \right) - F_x \right] \cos \alpha - F_y \sin \alpha$$

此处的 $(SR+1)(T_{in}/R_l)$ 是由于扭矩输入产生的力，且不考虑形变产生的损失。大括号中的项， $(SR+1)\left(\frac{T_{in}}{R_l}\right) - F_x$ 为轮胎形变所造成的滚动损失。 $F_y \sin \alpha$ 为滑动角产生横向力所造成的寄生阻力。 F_R 为速度方向的净阻力。如果括号里的项为零，那么 $F_R = -F_y \sin \alpha$ ，所有的阻力均来自于横向力分力。

我们刚才说到，在上面的公式里括号内的项为轮胎形变所产生的滚动阻力。实际上该描述并不准确，因为胎印内会有小规模滑动，并且轮胎结构内会有横向和纵向型变。用现有的轮胎测试方法我们无法得知这些损失的相对大小和产生原因。

回到我们一开始所说的驱动力和阻力公式：

$$T \text{ 或 } D = F_x \cos \alpha - F_y \sin \alpha$$

依照图 2.34，我们可以得出以下结论：

1. $F_x \cos \alpha$ 为驱动/制动分力
2. $F_y \sin \alpha$ 为寄生阻力分力
3. F_R 为净滚动阻力

图 2.34 中各矢量为驱动轮在右弯内向右转向时所产生的。

从参考.55 中所摘出的图 2.35 中为典型的轮胎测试数据。净滚动阻力被除以 F_z 以？化。在赛车中最重要的分力为图(a)中的寄生阻力分力。由驱动和制动力所产生的阻力较小，且受轮胎设计，胎压和胎温这些外界因素影响。

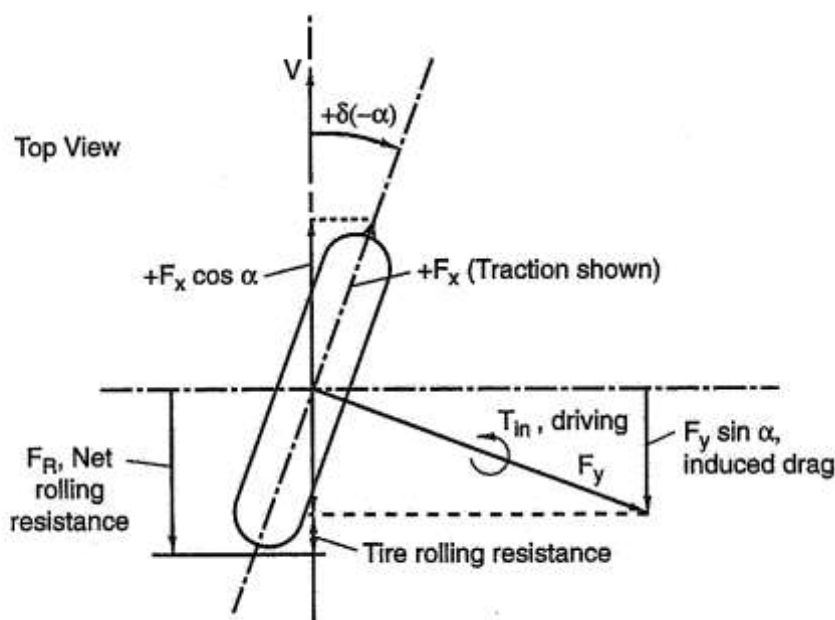


图 2.34 净滚动阻力 F_R 的分力

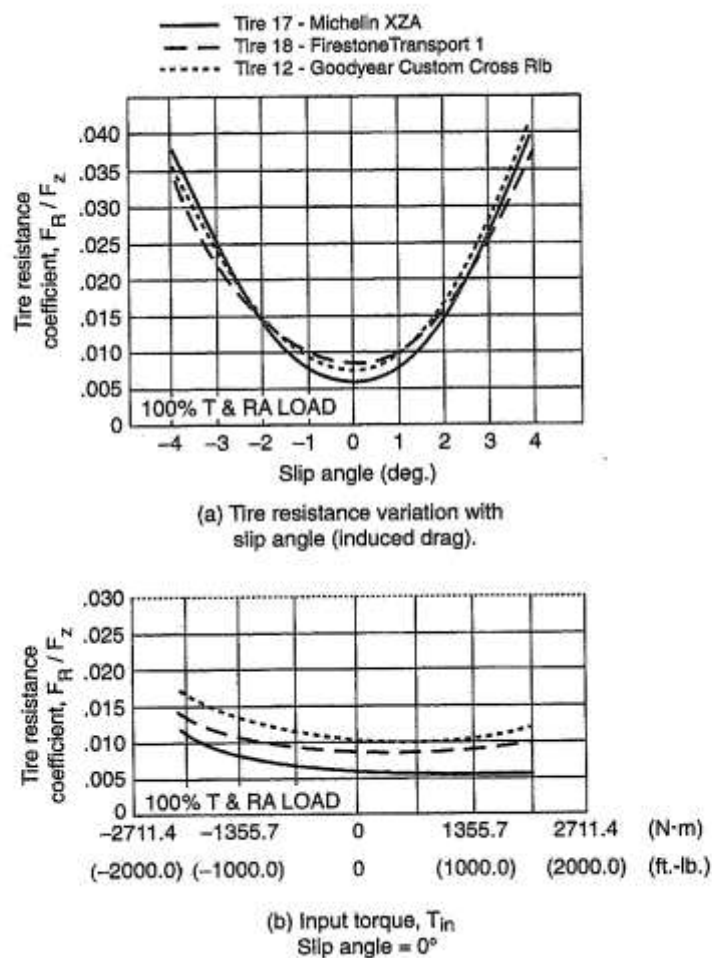


图 2.35 由于滑动角和驱动力矩所产生的轮胎阻力

寄生阻力直接受过弯横向力曲线的斜率和形状影响。大斜率和曲线的快速变化意味着同样的过弯力可以由较低的滑动角产生。该阻力分力由雪佛兰/Chaparral 的 Can-Am 车队最先发现，且车队因此随着赛季的进展慢慢增加了轮胎的宽度，以带来更大的横向力曲线斜率。每场比赛的轮胎宽度增加很小，因此对手都没有发现。该阻力分力被称为“寄生阻力”，因为它和飞机机翼升力和阻力之间的关系类似。

横向力寄生阻力实例

图 2.36 中为一台滑行（无驱动/制动力）的车辆“自行车模型⁶”在大半径转向时的受力图。图中显示了速度矢量，横向力和滑动角。按轮胎速度矢量方向分解轮胎横向力可以得出寄生阻力为：

$$D_{\text{induced}} = F_{x_F} \cos \alpha_F + F_{y_R} \sin \alpha_R$$

⁶ “自行车模型”的概念在第 5 章中会详细讲到

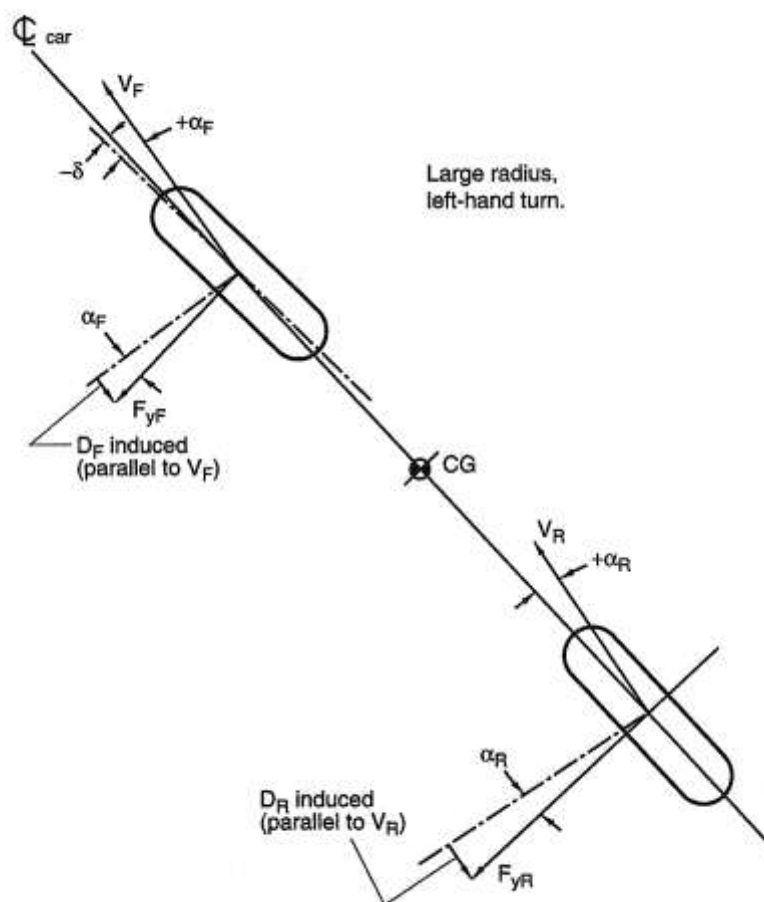


图2.36 横向力诱导阻力——车辆模型

为了显示寄生阻力的大小，我们将以下数据输入一套完整的四轮汽车电脑软件内进行计算。我们假设该赛车在这一瞬间以 220mph 的速度通过某一弯道的弯心。弯道半径为 840 英尺，弯道侧倾角为 9 度。车辆数据如下：

车辆净重	1868 磅
CG 位置	55.25%的重量位于后轮上
轴距	9.625 英尺
前下压力	-911 磅，CLf=-0.528
后下压力	-1903 磅，CLR=-1.015
前视面积	15.15 英尺 ²

总向心力为 7190 磅，由前后轴分别按距离重心的比例分别承担。向心力和车重的分力分别产生了前后轮胎的横向力。

$$F_{yF} = -3178 + 131 = -3047\text{lb}$$

$$F_{yR} = -3923 + 136 = -3762\text{lb}$$

前后轴地面垂直的力为向心力，车重分力和下压力的各分力之和：

$$F_{yF} = 503 + 82 + 9111 = 2240\text{lb}$$

$$F_{yR} = 621 + 1019 + 1903 = 3543\text{lb}$$

将横向力除以垂直力可以得到前后轴分别的摩擦系数：

$$\mu_F = 3047/2240 = 1.36$$

$$\mu_R = 3762/3543 = 1.06$$

看起来还算正常，前轮负载较低因此摩擦系数因此前轴的摩擦系数由于负载敏感度而更高。

我们接下来把与滑动角有关的轮胎数据输入电脑。以计算前后轴分别的平均轮胎滑动角和车辆滑动角和前轮转向角：

$$\alpha_F = +2.5^\circ \text{（向右“滑动”）}$$

$$\alpha_R = +1.4^\circ \text{（向右“滑动”）}$$

$$\beta = +1.1^\circ$$

$$\delta = -1.8^\circ \text{（向左转向）}$$

通过这些数据和前后横向力，我们可以计算出寄生阻力的大小：

$$F_{yF} = 3047 \times \sin(2.5^\circ) = 3047 \times 0.0436 = 133\text{lb}$$

$$F_{yR} = 3762 \times \sin(1.4^\circ) = 3762 \times 0.0244 = 92\text{lb}$$

$$\text{总寄生阻力, } D=225\text{lb}$$

克服该阻力所需的动力为：

$$\begin{aligned} & (\text{阻力(磅)} \times \text{速度(英里/小时)}) / 375 = (225)(220) / 375 \\ & = 132 \text{ 马力} \end{aligned}$$

如果引擎在该速度下的可用动力为 700 马力，克服寄生阻力会消耗掉引擎动力的 18.9%

2.10 坐标系下的轮胎力矩

我们首先先在 0 倾角和 0 滑动角的情况下来讨论轮胎力矩，以帮助我们理解力矩是如何产生的。接下来我们会讨论倾角和滑动角对于力矩的影响。

Mz：回中力矩

在本章中我们提到过，回中力矩是由于在滑动角影响下胎印纵向轴上横向力的分布造成的。我们还提到了回中力矩（在滑动角较低，取决于轮胎，2 度到 6 度）的情况下会倾向于让轮胎向轮胎速度矢量方向偏转。

回中力矩的表示方法由图 2.37 所示。

在该二自由度模型（见图 5.2）中我们假设由于滑动角产生的横向力（根据定义垂直于轮胎平面）穿过胎印的中心。在现实中，横向力会在胎印中心后面一点，两者之间距离为轮胎拖距 t 。如果我们在图上加上大小为 $F_y \times t$ 且轴垂直于地面且穿过胎印中心的回中力矩，便可以将横向力移动到胎印中心。在图 2.37 中力矩的方向为逆时针方向 – 作用是让轮胎平面向速度矢量的方向旋转。概括来说，转向所造成的回中力矩的作用是降低（稳定的）转向角。

由轮胎倾角造成的力矩的作用一般是增加转向角（不稳定的）。

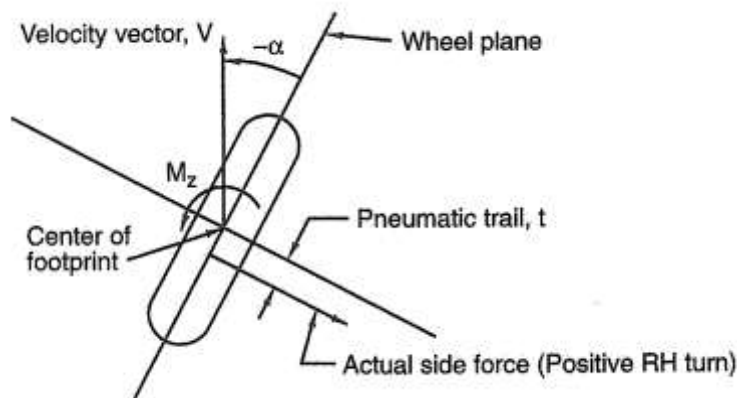


图2.37 回中力矩

由车轮造成的回中力矩受轮胎倾角的影响但并不明显，并如之前所示，受滑动角的明显影响。回中力矩是由地面施加给轮胎的，且属于整辆车的侧偏力矩的一部分。在分析二自由度侧偏反应时， M_z 力矩被暂时忽略。最后，我们可以证明回中力矩绕车轮旋转轴有一个 $\sin \gamma$ 方向的分力矩，但在 γ 低的情况下该分力矩可以忽略。

Mx: 侧翻力矩

绕 x 轴的侧翻力矩只要在路面对轮胎的反应力和车轮负载力位置不同时便会产生，如图 2.38 所示。

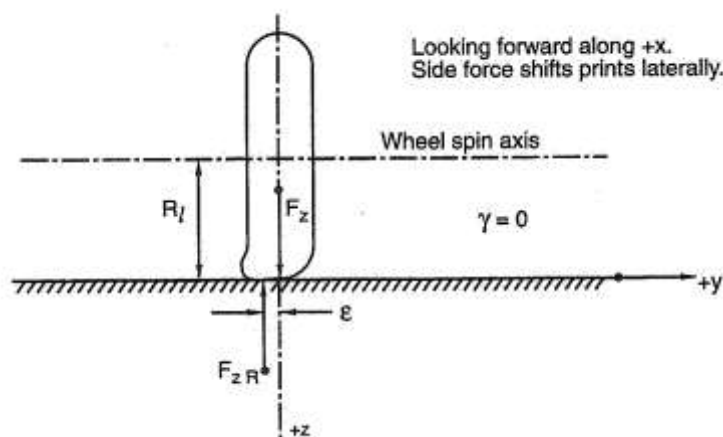


图2.38 侧翻力矩

地面对轮胎的反应力， F_zR 处于 x-z 平面之外，但由于垂直方向的受力平衡必须等于 F_z 。反应力的重心⁷与负载力的重心之间有一个大小为 ϵ 的距离。这个距离在轮胎发生横向型变时便会出现，也就是当轮胎沿旋转轴方向受横向力时。

侧翻力矩大小为 $F_z \times \epsilon$ 。如果车轮在倾角=滑动角=0 的情况下向前直线运动，侧翻力矩可以

⁷ 胎印力 F_zR 为胎印面积上压力（压强）分布之和（如图 2.23）。 F_zR 与地面相交的点即为胎印压力的中心。

忽略，且主要是由轮胎瑕疵造成的。当有滑动角和侧倾角时，便会产生侧向力，造成胎印的形变和 $F_z R$ 位置的横向移动。该移动会影响这一轴上的侧向载荷转移，且当轮胎较宽时影响会很大。滑动角和侧倾角对于 M_x 的影响很难量化分析，因此在此处不再细述。侧翻力矩的实验信息来源于轮胎测试。

My: 滚动阻力矩

滚动阻力矩这个说法在此处仅限于抵抗轮胎向前滚动的阻力⁸。这里的自由滚动轮胎的定义（见参考。141）为一个在垂直于地面的情况下被拖（或推）的轮胎，且轮胎上所有绕旋转轴方向的内外力矩可以被认为是零⁹。图 2.39 中标出了主要的变量。

在图 2.39 中， F_T 为以恒定速度 V 拖动轮胎所需的力。 F_R 为滚动阻力，与 F_T 大小相同方向相反。需要注意的是模型中自由滚动的轮胎既不产生驱动力也不产生制动力，对车辆的加速度没有贡献。车轮负载 F_z 与路面垂直方向的反作用力 F_{zR} 大小相同方向相反。假设 $T=0$ （车轮不受驱动/制动力矩），路面反作用力的合力一定会穿过轮胎的旋转轴（否则就会绕旋转轴形成力矩），这也就确定了 F_{zR} 与路面相交的位置。如果 F_R 为零， F_z 和 F_{zR} 则共线。由于轮胎滚动时胎面橡胶的周期性压缩和伸展需要消耗能量， F_R 和 F_T 并不为零。

为了保证绕轮胎旋转轴的力矩为零：

$$F_z d = F_R R_l$$

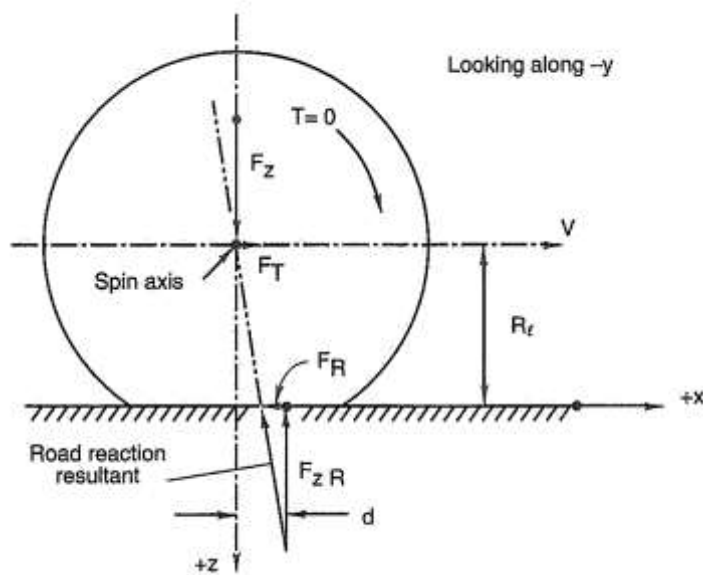


图 2.39 自由滚动的轮胎

或者说：

$$d = \left(\frac{F_R}{F_z} \right) R_l$$

⁸ 有些计算方法还会考虑绕轮胎旋转轴的驱动力矩。

⁹ 自由滚动的轮胎纵向滑动， s ，也可以被认为是零。

为了取得偏量 d 的大小，我们可以去看参考.141 的图 14 和 18。对于胎压 24psi，速度 60mph 的 H78-15 轮胎来说： $F_R=19.2$ 磅， $F_z=1200$ 磅， $R_l=13.8$ 英寸。

接下来， $d = \left(\frac{19.2}{1200}\right) \times 13.7 = 0.22$ 英寸，相对于 6 英寸的胎印长度来说比较小。与此同时，60mph 下 19.2 磅的阻力所消耗的动力为：

$$(19.2 \text{ 磅} \times 88 \text{ 英尺/秒}) / 550 \text{ 英尺.磅/秒} = 3.07 \text{ 马力}$$

滚动阻力力矩这个说法有点太过客观。假设图 2.40 中的二维汽车驱动轮在后，自由滚动轮胎在前（轴承无摩擦力）。

假设驱动轮没有滚动阻力但是前轮滚动阻力为 F_R （符号为负）。这就是说，后轮提供的驱动力 F_x ，必须等于 F_R 才能保证车辆匀速前进（忽略空气阻力）。因此驱动力矩为

$$T = F_x R_l = F_R R_l = M_y$$

因此，虽然滚动阻力力矩 $F_R R_l$ 并不作用在前轮的转轴上，它必须靠后轮的驱动力来抵消。如果驱动轮也有滚动阻力，那么驱动力就必须增加来抵抗自己的滚动阻力和前轮的滚动阻力。

为了计算 M_y 的大小，我们回到之前所说的例子， $F_R=19.2$ 磅， $R_l=13.7$ 英寸，那么

$$M_y = (19.2 \times 13.7) / 12 = 21.9 \text{ 磅.英尺}$$

回到图 2.39，我们可以发现滚动阻力力矩也可以被写作 $F_z d$ 。因此 M_y 随 F_z 的增加而增加，且两者之间的关系几乎是线性的。负载和速度对两者之间关系的影响可见图 2.41。

到目前为止我们都假设 γ 和 α 为零。我们可以证明，倾角会带来大小为 $\cos\gamma$ 的影响。因此在书中（如图 2.33）滚动阻力标为 $M_y \cos\gamma$ 。当 γ 值较小时倾角的效果几乎可以忽略，就算倾角高达 10 度， M_y 与 $M_y \cos\gamma$ 的差也只有不到 2%。鉴于轮胎测试时数据并不稳定（就算在最高级的测试机上也如此），如此小的差别可以忽略。至于滑动角，我们可以估计它对于 M_y 有一些影响，因为滑动角会导致胎印的横向形变，但是大小和倾角的影响一样可以忽略。

综上所述，滚动阻力力矩 M_y 在动力计算中十分重要，因为它会消耗动力。接下来我们会展示 T 的这一分量（图 2.40）和其它分量如何能让力矩公式更加完整。

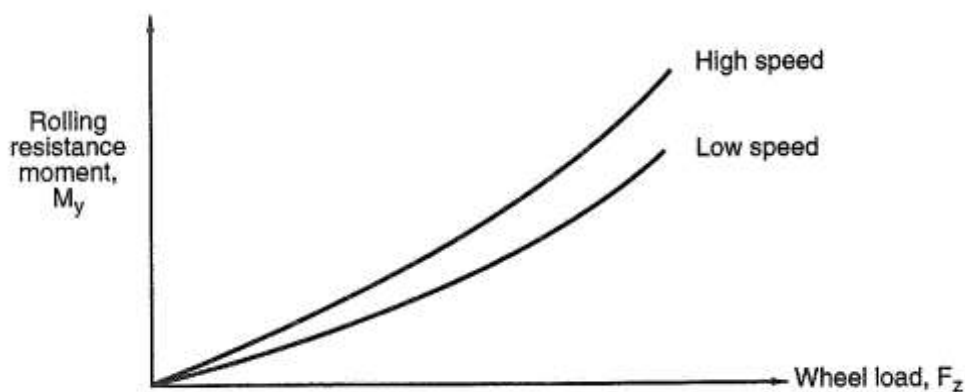


图2.41 滚动阻力与负载之间的关系

2.11 绕轮轴的扭矩

在图 2.33 的 SAE 轮胎坐标系中，力矩公式（在此处为驱动力矩）为

$$T = F_x R_l + M_y \cos \gamma + M_z \sin \gamma$$

也可以写做

$$T = F_x R_l + F_R R_l \cos \gamma + M_z \sin \gamma$$

该公式并不完整，因为如 2.3 小节中所说，这里没有考虑到滑动比 SR。

利用从 2.9 小节中关于驱动力和横向力的部分我们可以将写出如下的考虑到驱动力/制动力和滑动比的滚动阻力公式

$$F_R = \left[(SR + 1) \left(\frac{T_{in}}{R_l} \right) - F_x \right] \cos \alpha - F_y \sin \alpha$$

改写为 T_{in} 在等号左侧的形式

$$T_{in} = \frac{F_x R_l}{(SR + 1)} + \frac{F_R R_l}{(SR + 1) \cos \alpha} + \frac{F_y R_l \tan \alpha}{SR + 1}$$

加上公式(2.1)中倾角的影响我们可以得到

$$T_{in} = \frac{F_x R_l}{(SR + 1)} + \frac{F_R R_l}{(SR + 1) \cos \alpha} + \frac{F_y R_l \tan \alpha}{SR + 1} + M_z \sin \gamma$$

每一项都有物理意义，从左到右：

- 输出力矩，正时为驱动，负时为制动
- 滚动阻力力矩，永远为负
- 寄生阻力力矩，滑动角不为零时为负，其他情况下为零
- 由于倾角所造成的回中力矩 - 当 α 和 γ 均为正时不为零

这里所提到的轮胎坐标系和与之相关的那些精确的定义主要为与从事轮胎设计，测试和标定的轮胎和汽车工程师所用。对于主要对车辆性能，底盘调教等感兴趣的工程师来说，主要需要考虑的是本章前半部分所提到的那些项——横向力，回中力矩和驱动/制动抓地力——以及他们互相之间的影响，和他们如何受胎压，负载和温度等因素影响。

2.12 固特异轮胎数据

固特异轮胎和橡胶公司 (Goodyear Tire & Rubber Co.) 是国际赛车界主要的赛车轮胎供应商。在研发赛车轮胎时，他们会在实验室的测试仪器上测量论题制造力了力矩的能力，并对于一部分高性能赛车轮胎提供了以下数据，包括：

- 横向力/滑动角图象，也就是图 2.42,2.43,2.44,2.45 和 2.46 的上图。
- 回中力矩/滑动角图象，各个图的下图。
- 典型的橡胶硬度数值，以及如何使用该数据，见表 2.1。

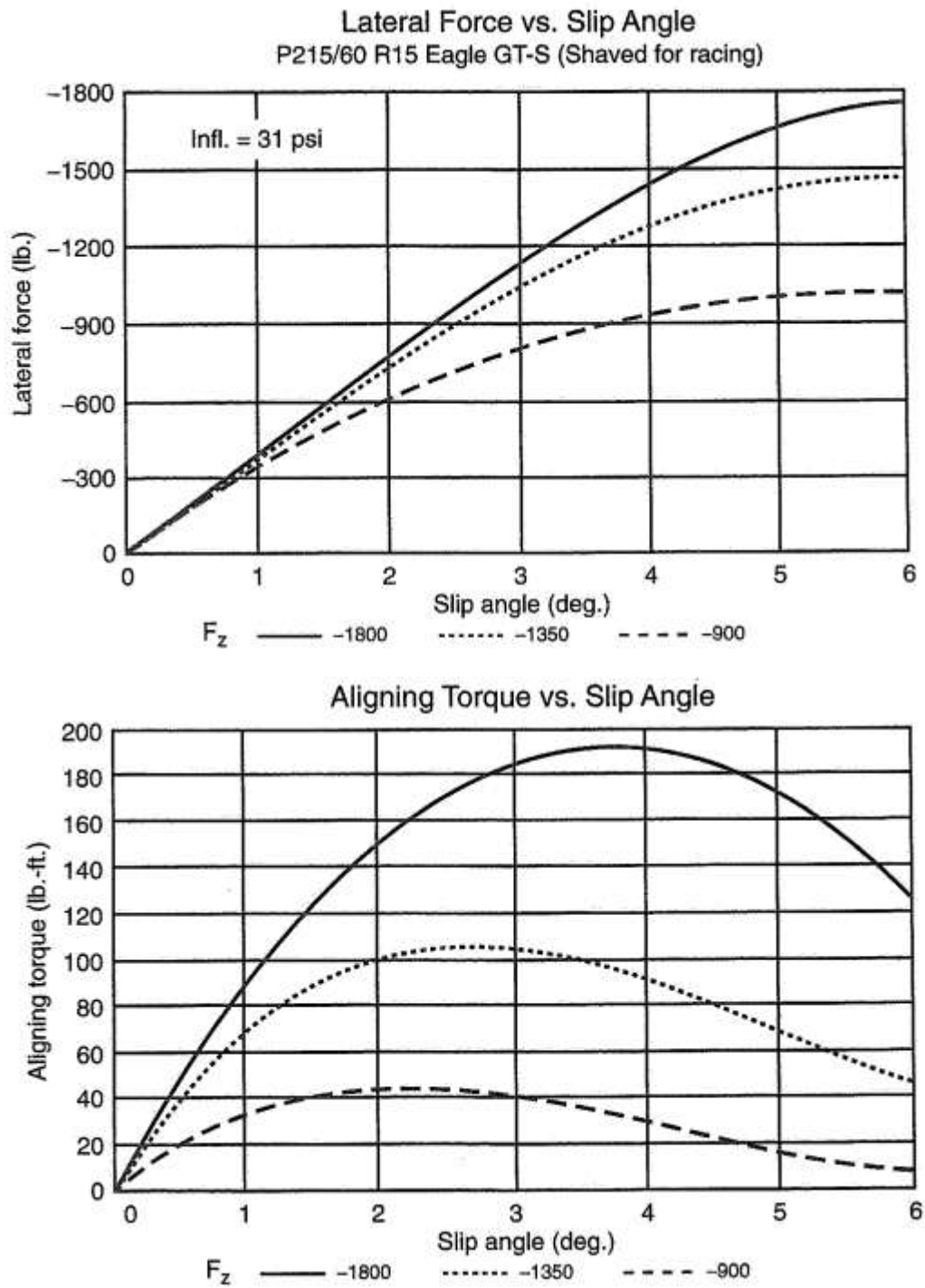


图2.42 固特异数据-Eagle GT-S

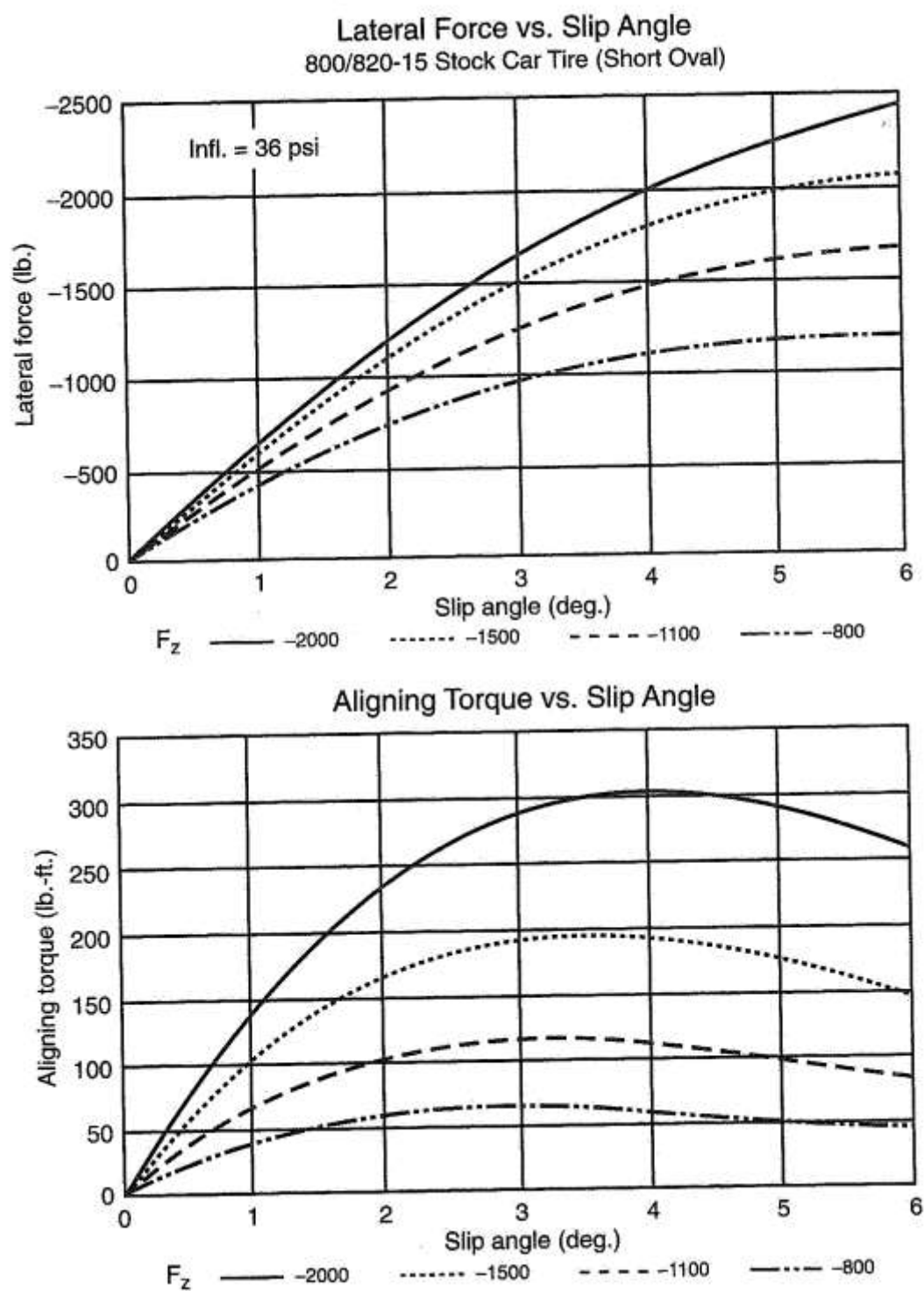


图2.43 固特异数据-短道 Stock Car

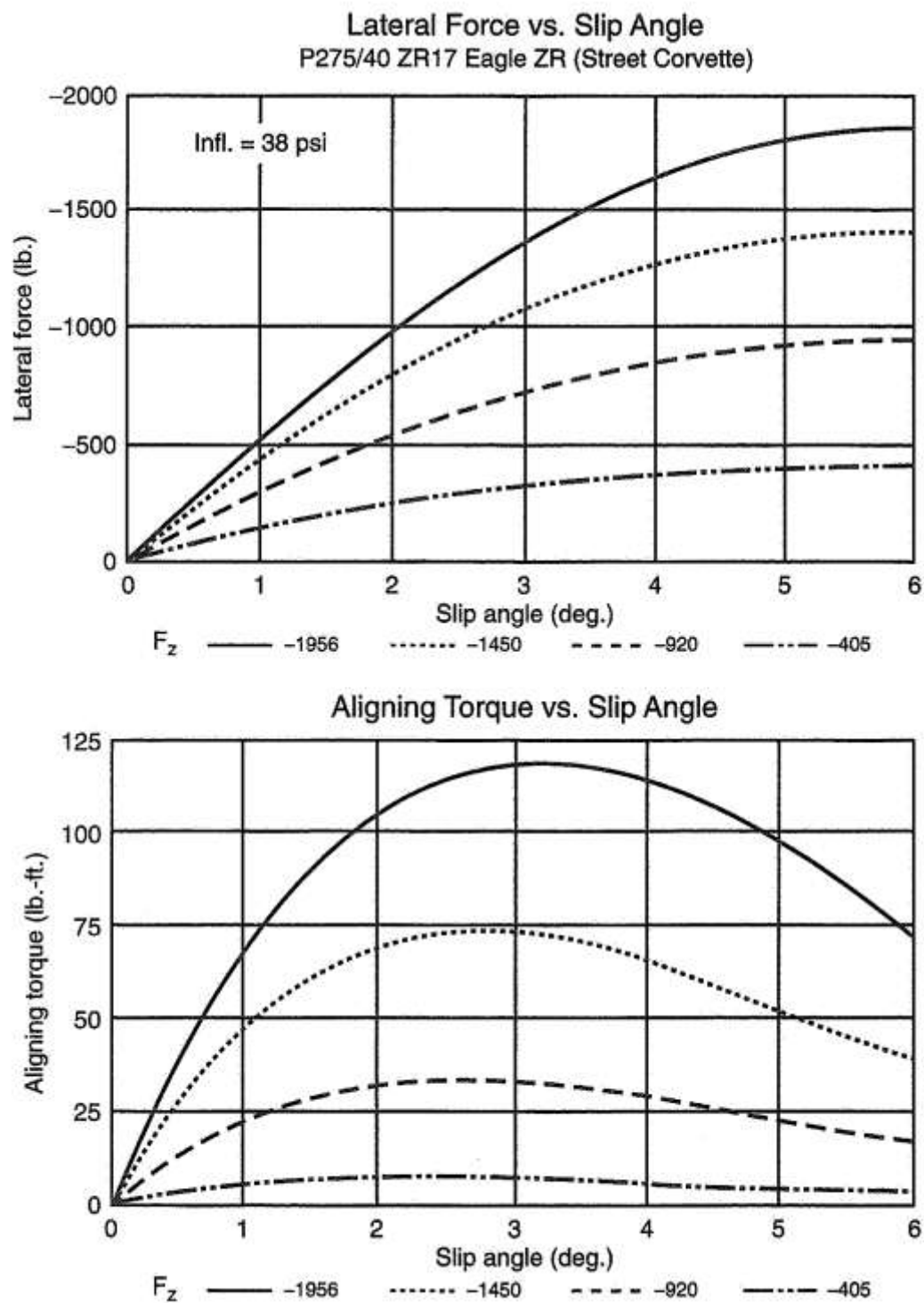


图2.44 固特异数据-Eagle ZR

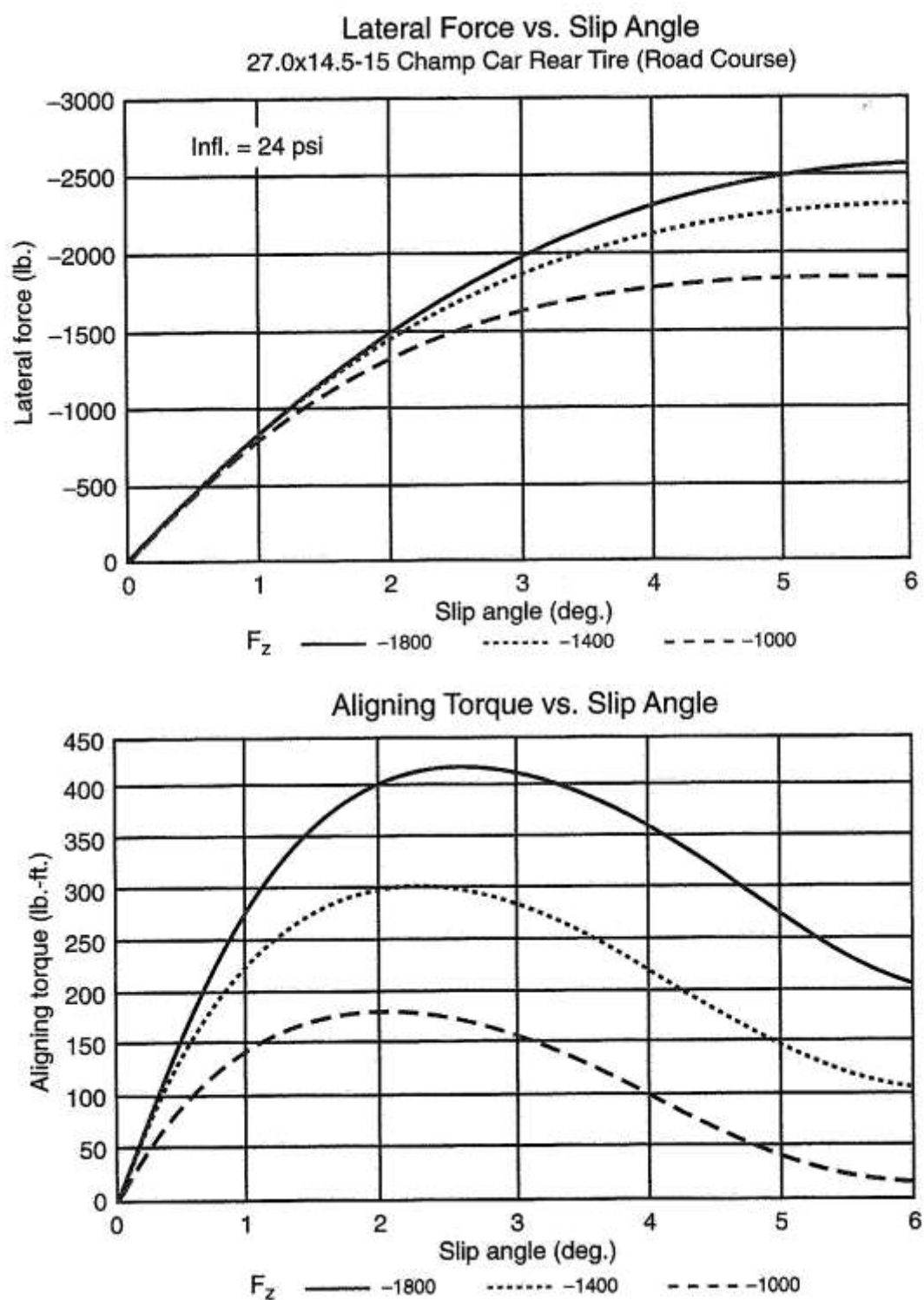


图2.45 固特异数据-印地赛车后胎

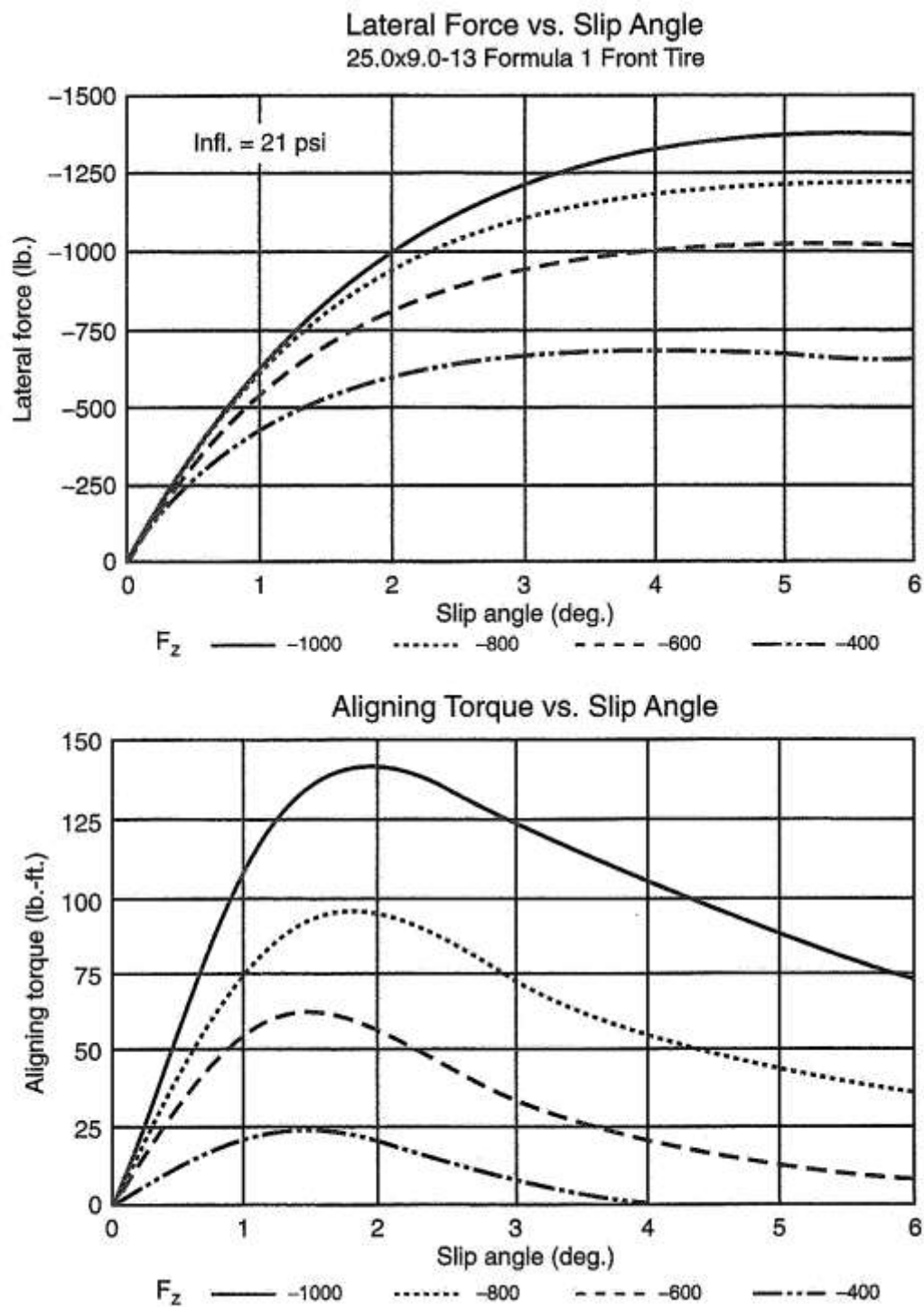


图2.46 固特异数据-F1 前胎

表 2.1 固特异数据，胎面橡胶硬度

此处所提到的硬度为典型的 Shore-A 硬度（主要用在塑料和橡胶制品上）。数值取于室温，且并无法展现硬度随温度是如何变化的。

读者同时也必须注意不能直接将胎面硬度（或软度）和驱动力联系起来。很多情况下硬胎所能产生的驱动或过弯力要高于软胎。胎面橡胶必须完全服务于用途。

即便如此，我们还是可以比较不同轮胎的硬度，来看看不同类型赛车的配方之间区别有多大。

轮胎种类	硬度（Shore A）
Eagle GT-S	65-80
短道 Stock Car	60-75
Eagle ZR	60-75
印地赛车	55-70
F1	50-65
直线/拉力	25-45

这些轮胎数据仅为大概，因为他们只由赛车的种类（和轮胎在车上的位置）来描述。因此 800/820-15 Stock Car 轮胎仅为 NASCAR 中所用的 20 多种轮胎之一。这些数据仅为了为各位工程师提供一些典型的赛车轮胎数据。这些数据对于所有想对于赛车进行数学建模的人都十分宝贵。这些数据可以被用来进行调校和圈速研究，也可以用来进行车辆模拟。

通过研究这些图象，我们可以看出各种轮胎的横向硬度相差甚远，且硬度随滑动角的变化率也不同。如果我们能回忆起来 $C\alpha$ 是曲线在 $\alpha=0$ 时的斜率，我们可以看出在负载最高的情况下，前三种轮胎在 4 到 5 度滑动角之前都比较线性，但后两种轮胎在 1 到 2 度滑动角时就开始不那么线性了。这五种轮胎的横向硬度（在负载相同的情况下）于表 2.2 内给出。